



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PEMILIHAN POMPA LUBRIKASI TURBIN DI
PLTA PT. PJB UP BRANTAS**

**FAUZIAH MEUTARANI
NRP 2112 030 087**

**Dosen Pembimbing :
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - 145502

**SELECTION OF LUBRICATION TURBINE PUMP
IN HYDROPOWER PT. PJB UP BRANTAS**

**FAUZIAH MEUTARANI
NRP 2112 030 087**

**Counselor Lecturer:
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2016**

LEMBAR PENGESAHAN

PEMILIHAN POMPA LUBRIKASI TURBIN DI PLTA PT. PJB UP BRANTAS

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Ahli Madya

pada

Bidang Studi Konversi Energi

Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FAUZIAH MEUTIARANI

NRP 2112 030 087

Mengetahui dan Menyetujui
Dosen Pembimbing



Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.
NIP 19620216 199512 1 001

SURABAYA, JANUARI 2016

PEMILIHAN POMPA LUBRIKASI TURBIN DI PLTA PT. PJB UP BRANTAS

Nama Mahasiswa : Fauziah Meutiarani
NRP : 2112 030 087
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

Abstrak

Turbin merupakan bagian utama di PLTA PT. PJB UP Brantas. Turbin yang bekerja memerlukan sistem pelumasan yang baik sehingga tidak akan terjadi rubbing (pergesekan benda berputar dan benda diam) pada bearing. Sistem pelumasan di PLTA PT. PJB UP Brantas terbagi menjadi 3, yaitu: Lubricating Oil, Pressure Oil dan Grease Oil. Lubricating Oil adalah oli untuk pelumasan bagian – bagian unit pembangkit yang bergerak, seperti: Upper bearing, Trust bearing, Lower bearing dan Turbine bearing.

Pada Tugas Akhir ini bertujuan untuk mempelajari perhitungan ulang instalasi dan pemilihan pompa yang sesuai untuk sistem lubrikasi. Perlu dipelajari parameter apa saja yang berkaitan dengan pemilihan pompa, guna menghasilkan kondisi optimal dari kinerja pompa, merupakan inti permasalahan tugas akhir ini.

Pada hasil perhitungan diperoleh *Head* efektif instalasi pompa sebesar 68,34 m dan daya motor sebesar 1,408 Kw. Dengan hasil perhitungan tersebut, maka dipilih *Gear Pump* tipe *Nitto Sine Curve Gear Pump* dengan putaran 1430 rpm dan daya sebesar 1,5 kW

Kata Kunci : Pompa Gear, Pelumasan, Daya Motor

Halaman ini sengaja dikosongkan

SELECTION OF LUBRICATION TURBINE PUMP IN HYDROPOWER PT. PJB UP BRANTAS

Name : Fauziah Meutiarani
NRP : 2112 030 087
Department : D3-Mechanical Engineering, FTI-ITS
Counselor Lecturer : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

Abstract

Turbine is a major part in hydropower PT. PJB UP Brantas. Therefore, the turbine work requires good lubrication system so it will not caused rubbing (friction spinning objects and stationary objects) on the bearing. Lubrication system in hydropower PT. PJB UP Brantas divided into three, namely: Lubricating Oil, Oil Pressure and Grease Oil. Lubricating Oil is the oil for lubrication - generating units moving parts, such as: Upper bearing, bearing Trust, Lower bearings and Turbine bearing.

In this final project aims to study the re-calculation of installation and the selection of appropriate pumps for lubrication systems. Any parameters need to be studied with regard to the selection of the pump, in order to produce optimal conditions of performance of the pump, is the core problem of this thesis.

At the calculations Head effective of the installation is 68.34 m and a pump motor power is 1,408 Kw. With the results of these calculations, Nitto Gear Pump Sine Curve with a rotation 1430 rpm and a power of 1.5 kW is choosen.

Keywords : Gear Pump, Lubrication, Motor Power

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, Segala puji bagi Allah SWT karena hanya dengan bimbingan-Nya, petunjuk-Nya, dan kasih sayang-Nya, penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul :

“PEMILIHAN POMPA LUBRIKASI TURBIN DI PLTA PT. PJB UNIT PEMBANGKIT BRANTAS”

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis untuk memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Program Studi Diploma III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Terlaksananya dan tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan, dan kerja sama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT selaku Dosen Wali dan Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, bimbingan, dan motivasi sehingga penulis mampu menyelesaikan pengerjaan tugas akhir ini.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Kepala Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS.
3. Bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD, Ibu Ir. Sri Bangun S, MT dan Bapak Giri Nugroho, ST, MSc sebagai dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
4. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT sebagai dosen koordinator Tugas Akhir Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS.
5. Papa Zulsafirin Indra, Mama Neti Hernawati, terima kasih atas doa restu dan segala kasih sayang serta

dukungan yang selalu diberikan kepada penulis. Serta Kakak penulis Fachri Nugrahasyahputra yang selalu memberikan motivasi kepada penulis.

6. Seluruh Dosen dan Karyawan Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS yang telah memberikan ilmu dan membantu selama masa perkuliahan.
7. Bapak Supeno, Bapak Yantoro, Mas Gama, dan seluruh karyawan PJB UP Brantas yang telah memberikan ilmu, bimbingan, dan membantu penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
8. Sahabat-sahabat penulis, Rizky, Mas Reddy, Rara, Andy, Karina, Suci, Lisa, Hendra, Bima, Eko, dan seluruh teman-teman Angkatan 2012 yang telah membantu dan memberikan motivasi kepada penulis. Terima kasih telah hadir dalam susah maupun senang.
9. Faisal Yanuar sebagai teman seperjuangan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
10. Nasha Aulia dan Ayu Saputri yang selalu mendengar keluhan penulis dan selalu memotivasi penulis untuk tetap semangat dalam mengerjakan Tugas Akhir ini. Terima kasih atas semua canda tawanya.
11. Semua pihak yang belum tertulis, tetapi berarti dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, penulis berharap tugas akhir ini dapat terus dikembangkan dan disempurnakan lebih lanjut beserta aplikasinya sehingga bermanfaat bagi masyarakat luas.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul.....	i
Lembar Pengesahan.	iii
Abstrak.....	v
Kata Pengantar.....	vii
Daftar Isi.....	ix
Daftar Gambar.	xiii
Daftar Tabel.....	xv

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Manfaat.....	2
1.5 Batasan Masalah.....	2
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Umum.....	5
2.2 Klasifikasi Pompa.....	5
2.2.1 Pompa <i>Positive Displacement</i>	6
2.2.1.1 Pompa <i>Reciprocating</i>	7
2.2.1.2 Pompa Rotary.....	8
2.2.2 Pompa <i>Non Positive Displacement</i>	14
2.2.2.1 Pompa Sentrifugal.....	14
2.3 Jenis Aliran Fluida.....	17
2.3.1 Aliran Viscous.....	18
2.3.2 Aliran <i>Laminar</i> dan <i>Turbulen</i>	18
2.3.3 Aliran Internal.....	19
2.3.4 Aliran <i>Compresible</i> dan <i>Incompressible</i>	21
2.4 Persamaan Kontinuitas.....	21
2.5 Hukum Pertama <i>Termodinamika</i>	23
2.6 Tinggi Tekan (<i>Head</i>).....	25
2.7 Persamaan Bernoulli.....	26
2.8 <i>Head</i> Instalasi Pompa.....	28
2.8.1 <i>Head Statis</i>	29
2.8.1.1 <i>Head</i> Tekanan (<i>Pressure Head</i>).....	29
2.8.1.2 <i>Head</i> Ketinggian (<i>Elevation Head</i>).....	30

2.8.2 <i>Head</i> Dinamis	31
2.8.2.1 <i>Velocity Head</i>	32
2.8.2.2 Kerugian Tinggi-Tekanan (<i>Head Loss</i>)	32
2.9 Daya	34
2.9.1 Daya Pompa/Daya Air (<i>WHP</i>)	34
2.9.2 Daya Poros	35
2.10 Penggerak Mula.....	35
2.10.1 Daya Motor.....	35
2.10.2 Daya Nominal Penggerak Mula	35
2.11 Pertimbangan Pemilihan Pompa.....	37
2.11.1 Penentuan Jenis Pompa	37
2.11.2 Penentuan Putaran Pompa	37
2.11.3 Penentuan Putaran Spesifik dan <i>Impeller</i>	38
 BAB III METODOLOGI	
3.1 Persiapan Awal.....	39
3.2 Pengambilan Data.....	39
3.2.1 Data Hasil <i>Survey</i>	40
3.2.1.1 Data <i>Fluida</i>	40
3.2.1.2 Data <i>Reservoir</i>	40
3.2.1.3 Data Pompa	40
3.2.1.4 Data Pipa	41
3.2.1.5 Data <i>Fitting & Accessory</i>	41
3.3 Perhitungan.....	41
3.4 Pemilihan Pompa.....	42
3.5 Diagram Alir Perhitungan Tugas Akhir.	42
3.5.1 Diagram Alir Urutan Pengerjaan Tugas Akhir.....	42
3.5.2 Diagram Alir Perhitungan Unjuk Kerja Pompa <i>Gear</i>	44
 BAB IV ANALISIS PERHITUNGAN	
4.1 Perhitungan Kapasitas Nominal Pompa.	47
4.2 Perhitungan Kecepatan Fluida pada masing-masing section.....	47
4.2.1 Perhitungan Kecepatan fluida yang mengalir dari <i>Reservoir</i> (a) hingga section (b)	47
4.2.2 Perhitungan Kecepatan dari section (c) hingga	

<i>section (d)</i>	48
4.3 Perhitungan <i>Head Loss</i> Instalasi Pompa.	48
4.3.1 Perhitungan <i>Head</i> Dinamis.....	49
4.3.2 Mencari <i>Head</i> Instalasi Pompa.....	56
4.4 Perhitungan Daya Teoritis Pompa dengan Faktor Koreksi	57
4.5 Perhitungan Daya Poros	60
4.6 Perhitungan Daya Motor	60
4.7 Pemilihan Pompa.....	61
4.7.1 Perhitungan Putaran Spesifik Pompa (ns)	62
 BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan.	65
5.2 Saran.	65
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Klasifikasi Pompa Displacement.....	6
Gambar 2.2	Pompa Piston/Plunger.....	7
Gambar 2.3	Pompa Diafragma.	8
Gambar 2.4	Vane Pump.	9
Gambar 2.5	External Gear Pump.....	10
Gambar 2.6	Internal Gear Pump.....	12
Gambar 2.7	Prinsip Kerja Pompa Roda Gigi Internal.	12
Gambar 2.8	Lobe Pump.....	13
Gambar 2.9	Srew Pump.....	14
Gambar 2.10	Bagian Pompa Sentrifugal.	15
Gambar 2.11	Pompa Aliran Aksial.	16
Gambar 2.12	Klasifikasi Jenis Fluida.....	18
Gambar 2.13	Profil Kecepatan Aliran Memasuki Pipa	20
Gambar 2.14	Kontinuitas.	23
Gambar 2.15	Metode Mengukur Head.....	26
Gambar 2.16	Instalasi Suction Head.	28
Gambar 2.17	Instalasi Suction Lift.....	30
Gambar 2.18	Instalasi Suction Head.....	31
Gambar 2.19	Putaran Spesifik dan Bentuk <i>Impeller</i>	38
Gambar 4.1	Diagram Koreksi Pompa Minyak Berkapasitas Kecil.....	59
Gambar 4.2	Hubungan Putaran Spesifik dengan Jenis <i>Impeller</i> Pompa	62
Gambar 4.3	Pompa <i>Gear</i> di PLTA PT. PJB UP Brantas	63
Gambar 4.4	<i>Reservoir Tank</i>	64

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Perbandingan Cadangan Penggerak Mula .	36
Tabel 2.2	Efisiensi Transmisi.....	36
Tabel 2.3	Putaran Sinkron Motor Listrik.	37

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi listrik merupakan salah satu kebutuhan pokok dalam kehidupan manusia saat ini, dimana hampir semua aktifitas manusia berhubungan dengan energi listrik. Seiring dengan pertumbuhan ekonomi dan tingkat populasi penduduk di Indonesia yang semakin tinggi maka permintaan akan energi listrik juga meningkat, ada berbagai upaya yang dilakukan oleh pemerintah untuk memenuhi kebutuhan listrik masyarakat. Pembangkit tenaga listrik di Indonesia relatif terbatas dan energi listrik yang dibangkitkan belum sebanding dengan kebutuhan listrik masyarakat dan Industri yang terus berkembang secara pesat sehingga suplai tenaga listrik menjadi kebutuhan utama. Sehingga perlu dibangun pembangkit–pembangkit baru untuk memenuhi kebutuhan energi listrik salah satunya adalah Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA) dengan penambahan tenaga kerja baru yang produktif dan inovatif serta ramah lingkungan.

PLTA Sutami merupakan pembangkit listrik dibawah pengelola PT. Pembangkitan Jawa Bali, unit Pembangkitan Brantas Distrik A. PLTA ini merupakan salah satu pembangkit yang memanfaatkan potensi sungai Brantas, dengan ketinggian 272,7 m diatas permukaan air laut, tepatnya berada di daerah Karangates. Dengan kapasitas 3 x 36000 KW, yang ditransmisikan ke SUTT 154 KV. Bagian utama dalam PLTA Sutami adalah Turbin. Turbin yang bekerja memerlukan sistem pelumasan yang baik sehingga tidak akan terjadi rubbing (pergesekan benda berputar dan benda diam) pada bearing. Sistem pelumasan di PLTA Sutami terbagi menjadi 3, yaitu: Lubricating Oil, Pressure Oil dan Grease Oil. Lubricating Oil adalah oli untuk pelumasan bagian – bagian unit pembangkit yang bergerak, seperti: Upper bearing, Trust bearing, Lower bearing dan Turbine bearing.

Sistem pelumasan merupakan bagian yang penting dalam PLTA Sutami, maka dari itu penulis ingin membahas tentang

pemilihan pompa untuk sistem lubrikasi turbin pada Tugas Akhir ini.

1.2 Perumusan Masalah

Dengan latar belakang tersebut, maka perlu dipelajari parameter apa saja yang berkaitan dengan pemilihan pompa, guna menghasilkan kondisi optimal dari kinerja pompa. Mengingat pompa sistem lubrikasi memiliki peranan penting pada siklus tertutup, yang berfungsi mensirkulasikan oli dengan temperatur 46°C menuju bearing oil cooler sehingga temperatur oli yang disalurkan menuju bearing turbin adalah 32,6°C. Maka perlu dipelajari perhitungan instalasi *Gear Pump* untuk sistem lubrikasi turbin yang pada akhirnya merujuk pada pemilihan pompa yang tepat, merupakan inti permasalahan tugas akhir ini.

1.3 Tujuan

Tujuan dari Tugas Akhir ini adalah :

- a. Menghitung *head* efektif instalasi *Gear Pump*
- b. Pemilihan tipe pompa yang sesuai dengan instalasi perpipan

1.4 Manfaat

Dengan dilakukannya pemilihan pompa Gear ini diharapkan:

- a. Didapatkan jenis pompa yang sesuai dengan keperluan operasi instalasi pompa Gear di PLTA Sutami.
- b. Menambah pengetahuan bagi penulis dan pembaca makalah ini tentang pompa *rotary*.
- c. Menambah perbendaharaan makalah mengenai pemilihan pompa *rotary*.

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan untuk Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

- a. Pompa yang dianalisa adalah *Gear Pump* Unit 3 PLTA Brantas, sebagai pompa lubrikasi dengan fluida oli Turalik 52 untuk *Thrust Bearing* dengan suhu 46° C

- b. Perhitungan pada *Gear Pump* dinilai dari *Reservoir Tank* menuju *Thrust Bearing*.
- c. Diasumsikan instalasi terisolasi dengan baik sehingga tidak ada perpindahan panas.
- d. Fluida yang dilayani bersifat *incompressible* dengan aliran *steady state, steady flow*, dan *fully develop*.

1.6 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika dalam penulisan ini adalah sebagai berikut :

BAB I : PENDAHULUAN

Berisi tentang latar belakang permasalahan penyusunan tugas akhir, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat, dan sistematika penulisan.

BAB II : DASAR TEORI

Berisi teori-teori yang dibutuhkan untuk menunjang langkah langkah perhitungan.

BAB III : METODOLOGI

Berisi tentang metode dan langkah-langkah perhitungan

BAB IV : ANALISIS PERHITUNGAN

Berisi tentang hasil perhitungan head efektif instalasi, head loss, putaran spesifik, daya motor, dan pemilihan pompa.

BAB V : KESIMPULAN

Pada akhir pengerjaan Tugas Akhir ini akan didapatkan suatu kesimpulan yang menyatakan pernyataan akhir dari uraian dan penjelasan sebelumnya.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Umum

Pompa adalah suatu alat / pesawat yang digunakan untuk memindahkan fluida cair (*liquid*) dari suatu tempat yang rendah ke tempat lain yang lebih tinggi, dari suatu tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan tinggi, dari satu tempat ke tempat lain yang jauh dan juga untuk mengatasi tahanan hidrolisnya.

Setiap fluida atau cairan mempunyai *properties* atau sifat-sifat tersendiri yang berbeda dengan *fluida* lainnya. Energi cairan yang dinaikkan oleh pompa ditentukan oleh sifat-sifat atau *properties fluida* tersebut. Sehingga unjuk kerja setiap pompa akan berbeda untuk pemompaan cairan yang berbeda pula. Hal ini akan berpengaruh terhadap proses pemompaan sesuai dengan kondisi perencanaan. Masing-masing pompa akan mempunyai kurva *performance* yang telah dibuat oleh pembuatnya (pabrik). Hasil yang diperoleh dari perhitungan instalasi pompa tersebut, pada akhirnya dapat diketahui kondisi pemompaannya. Berhasil tidaknya proses pemompaan, juga ditentukan oleh beberapa faktor antara lain adalah :

- a. Proses operasi pemompaan yang benar
- b. Pemilihan jenis pompa yang sesuai
- c. Pemeliharaan serta perbaikan pompa apabila terjadi kerusakan
- d. Pemahaman pengetahuan pompa yang memadai, sehingga akan mengetahui unjuk kerja suatu pompa

Sehingga dari kondisi operasi serta proses pemindahan cairan dari suatu pompa akan mempermudah untuk mengadakan modifikasi serta perencanaan suatu proses pemompaan.

2.2 Klasifikasi Pompa

Berdasarkan cara pemindahan atau transfer fluidanya, pompa dapat diklasifikasikan menjadi dua kelompok besar yaitu :

1. *Pompa Positive Displacement (Positive Displacement Pump)*

2. Pompa *Dynamic (Non Positive Displacement Pump)*

2.2.1 Pompa *Positive Displacement*

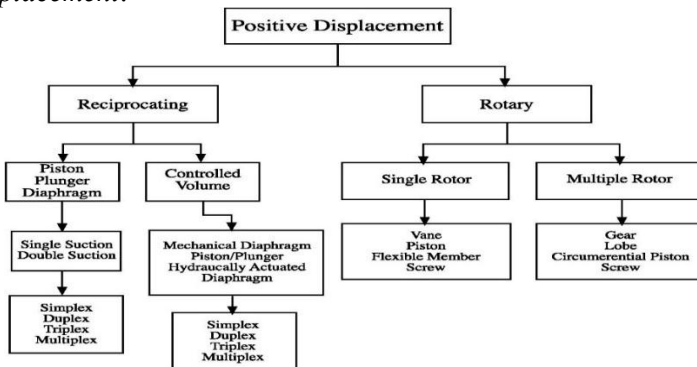
Pompa *Positive Displacement* adalah salah satu jenis pompa dimana perpindahan fluida selama proses kerjanya disertai perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh fluida tersebut secara periodik akibatnya adanya satu elemen yang bergerak.

Pada saat elemen bergerak, baik dengan dorongan maupun dengan gerak berputar, maka ruang kerja pompa akan berubah makin kecil disertai dengan kenaikan tekanan yang mendorong fluida ketempat tertentu.

Ciri-ciri Pompa *Positive Displacement* adalah sebagai berikut:

1. *Head* yang dihasilkan *relative* lebih tinggi dengan debit atau kapasitas yang relatif lebih kecil.
2. Mampu beroperasi pada *suction* yang kering sehingga, tidak memerlukan proses priming pada awal operasi atau menjalankan pompa.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* ini dibedakan menjadi dua macam, yaitu Pompa *Reciprocating (Reciprocating Pump)* dan Pompa Rotari (*Rotary Pump*). Berikut merupakan klasifikasi pompa *positive displacement*.



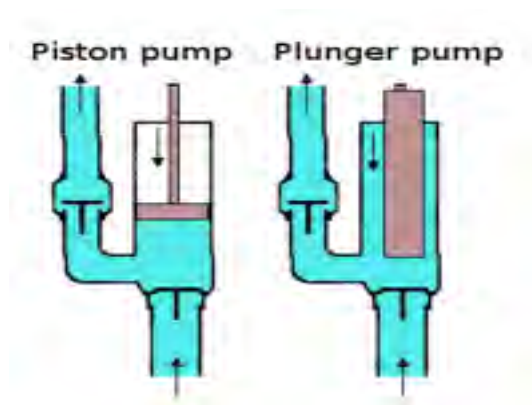
Gambar 2.1. Klasifikasi Pompa Displacement

2.2.1.1 Pompa *Reciprocating*

Pompa *reciprocating* terdiri dari silinder, dimana piston atau *plunger* bergerak secara transisi (maju-mundur) di dalam silinder tersebut. Ketika piston/*plunger* bergerak mundur maka akan menyebabkan kevakuman pada sisi suction, sehingga cairan mengalir masuk. Sedangkan pada saat langkah maju, dimana gerakan piston/*plunger* mendekati titik mati atas, maka akan dihasilkan tekanan yang mampu memaksa cairan untuk mengalir. Pompa *reciprocating* dibagi menjadi dua tipe, yaitu:

- **Pompa Piston / *Plunger***

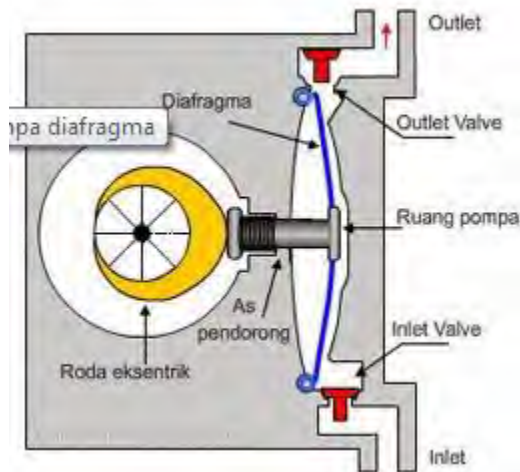
Pompa piston dan *plunger* dibedakan dari konstruksinya. Untuk memperoleh tekanan yang lebih besar dapat digunakan pompa *plunger*.



Gambar 2.2 Pompa Piston / *Plunger*

- **Pompa Diafragma**

Pompa diafragma merupakan pompa *reciprocating* dimana perubahan volume ruang pompa tidak menggunakan piston atau *plunger*, melainkan menggunakan suatu membran yang elastik.



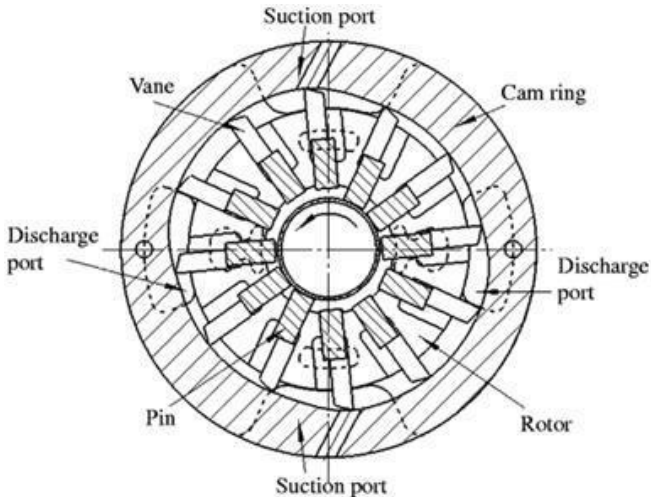
Gambar 2.3 Pompa Diafragma [1]

2.2.1.2 Pompa Rotary

Pompa *rotary* merupakan tipe pompa *displacement* dimana energi diteruskan dari motor penggerak ke cairan dengan jalan dorongan dibantu pompa yang berputar. Pompa rotari memompa zat cair yang bebas dari padatan yang keras dan kasar dan mengalirkan fluida dengan viskositas yang sangat rendah. Secara garis besar pompa rotari digolongkan sebagai berikut:

- ***Vane Pump***

Sudu-sudu yang terdapat pada rotor dipertahankan agar selalu menekan rumah pompa karena adanya gaya sentrifugal. Sedangkan cairan yang terletak antara sudu-sudu dituntun untuk ke luar ke sisi buang pompa.



Gambar 2.4 *Vane Pump*

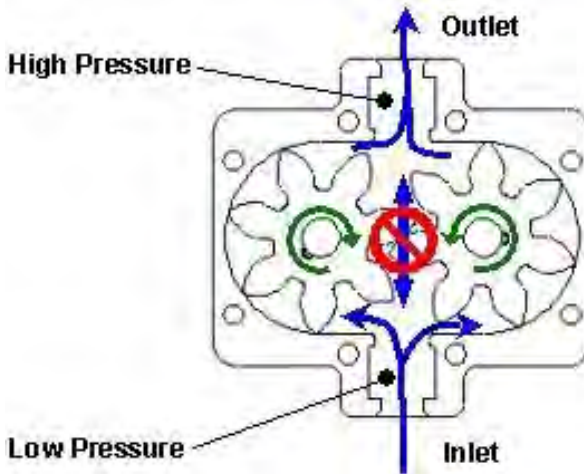
- ***Gear Pump***

Gear pump (pompa roda gigi) adalah jenis pompa *positive displacement* dimana fluida akan mengalir melalui celah-celah roda gigi dengan dinding rumahnya. Disebut sebagai pompa karena fluida yang dialirkan pada umumnya berupa cairan (*liquid*) atau bubur (*slurry*). Sedangkan pompa *positive displacement* berarti pompa tersebut menghisap sejumlah fluida yang terjebak yang kemudian ditekan dan dipindahkan ke arah keluaran (*outlet*). Gear pump sering digunakan untuk aplikasi *hydraulic fluid power*. Namun, tidak jarang juga digunakan pada bidang kimia untuk mengalirkan fluida pada viskositas tertentu. Terdapat dua jenis *gear pump*, yaitu *external gear pump* dan *internal gear pump*. Pompa ini digolongkan sebagai *fixed displacement* karena jumlah *fluida* yang dialirkan setiap putarannya selalu tetap.

- ***External Gear Pump***

Gear pump bekerja dengan cara mengalirkan fluida melalui celah-celah antara gigi dengan dinding. Kemudian fluida

dikeluarkan melalui saluran outlet karena sifat pemasangan roda gigi yang selalu memiliki titik kontak. Suatu pasangan roda gigi secara ideal akan selalu memiliki satu titik kontak dengan pasangannya meskipun roda gigi tersebut berputar. Hal inilah yang dimanfaatkan oleh mekanisme gear pump untuk mengalirkan fluida. Dengan kata lain, secara ideal fluida tidak akan masuk melalui titik kontak pasangan roda gigi tersebut.



Gambar 2.5 *External Gear Pump*

Jika jumlah gigi semakin sedikit maka volume fluida yang dialirkan semakin besar karena rongga antara roda gigi dengan dinding semakin besar pula. Sedangkan untuk meningkatkan *flowrate* dapat dilakukan juga dengan meningkatkan rpm dari roda gigi tersebut. Pompa jenis ini tidak memerlukan katup/valve seperti pada *reciprocating pump* sehingga *loss* dapat berkurang.

Pemasangannya :

1. Jaga *reservoir* selalu berada di atas posisi *gear pump* karena *gear pump* hanya memiliki daya hisap yang rendah.

2. Jangan sampai *gear pump* dalam keadaan kering karena biasanya fluida yang dialirkan juga dapat berfungsi sebagai pelumas.

Penggunaannya adalah :

1. Mengalirkan berbagai macam oli bahan bakar maupun pelumas
2. Mengukur jumlah aditif yang dicampurkan pada bahan kimia
3. Mencampur dan mengaduk bahan kimia
4. Sistem hidrolik pada industri dan mobil
5. Aplikasi untuk *low volume transfer* lainnya

Keuntungan *External Gear Pump*

1. *High speed*
2. *High pressure*
3. Tidak ada beban yang tinggi pada *bearing*
4. Tidak berisik jika semua bagian dimanufaktur dengan baik
5. Desain tersedia dalam berbagai macam material sesuai kebutuhan

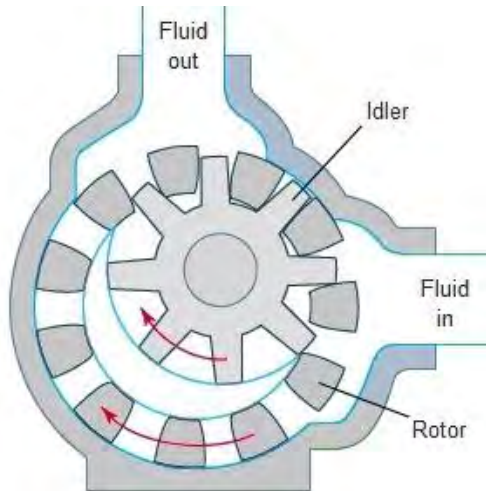
Kerugian dari *External Gear Pump*

1. Membutuhkan empat bushing yaitu pada ujung masing-masing poros gear
2. *No solid allowed*
3. *Fixed end clearance*

○ ***Internal Gear Pump***

Internal gear pump bekerja dengan memanfaatkan roda gigi dalam yang biasanya dihubungkan dengan penggerak dan roda gigi luar yang biasanya bertindak sebagai *idler*. Awalnya fluida masuk lewat *suction port* antara rotor (roda gigi besar) dan *idler* (roda gigi kecil). Fluida kemudian masuk melalui celah-celah roda gigi. Bagian yang berbentuk seperti bulan sabit membagi fluida dan bertindak sebagai *seal* antara *suction* dan *discharge port*. Fluida yang membanjiri *discharge port* akan terus

didorong oleh fluida dibelakangnya sehingga fluida terus mengalir.



Gambar 2.6 *Internal Gear Pump*

Dan berikut adalah proses dimana fluida kerja dipompa oleh pompa roda gigi internal ini



Gambar 2.7 *Prinsip Kerja Pompa Roda Gigi Internal*

Terlihat bahwa fluida kerja masuk melalui *inlet* pompa menuju sela-sela roda gigi luar yang diputar oleh roda gigi dalam. Fluida tersebut bergerak menuju sisi *outlet* akibat dorongan dari roda gigi luar. Selanjutnya roda gigi dalam masuk ke sela-sela

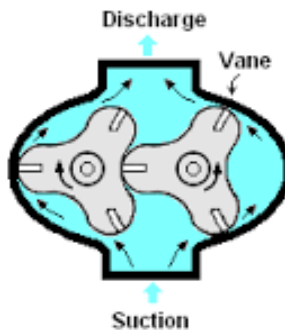
roda gigi luar sehingga mendorong fluida kerja untuk keluar ke sisi *outlet* pompa.

Penggunaan *Internal Gear Pump*:

1. Berbagai macam oli bahan bakar dan pelumas
2. Resin dan polimer
3. Alkohol dan *solvent*
4. Aspal, bitumen dan tar
5. *Polyurethane foam*
6. *Food product* seperti sirup, coklat atau *peanut butter*
7. Cat, tinta dan *pigmen*
8. Sabun dan *surfactant*
9. *Glycol*
10. *Fuel Injection Application*

- ***Lobe Pump***

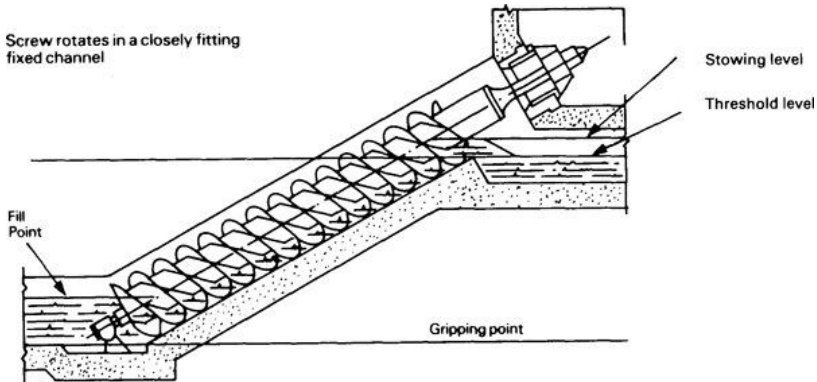
Pada pompa jenis ini, setiap rotor mempunyai dua atau lebih *lobe* pompa yang tertutup di dalam *casing*. Cairan terjebak pada celah antar *lobe* ikut terbawa keluar dengan adanya putaran rotor. Jumlah cairan yang dialirkan lebih besar dari cairan yang dialirkan pada *gear pump*, namun alirnya tidak rata.



Gambar 2.8 *Lobe Pump*

- ***Screw Pump***

Pompa ini mempunyai satu, dua atau tiga rotor *spiral* yang berputar dalam sebuah rumah pompa yang diam, dimana cairan akan mengalir melalui ulir-ulir *screw* sepanjang sumbunya. Bahan rotor terbuat dari logam, sedangkan *helix* terbuat dari karet lunak tergantung pada sifat cairan yang dipompakan.



Gambar 2.9 *Screw Pump*

2.2.2 Pompa *Non Positive Displacement*

Pada *pompa non positive displacement*, perpindahan zat cair disebabkan oleh gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh adanya gerakan dari sudu-sudu atau *impeller*. Pompa ini mempunyai prinsip kerja merubah energi kinetik yang selanjutnya dirubah menjadi energi potensial.

Ciri-ciri pompa *non Positive Displacement* adalah sebagai berikut :

- Head* yang dihasilkan relatif rendah dengan debit cairan yang lebih tinggi.
- Tidak mampu beroperasi pada *suction* yang kering. Oleh sebab itu pipa *suction* harus berisi air penuh sampai *impeller* pompa.

Secara garis besar pompa rotari digolongkan sebagai berikut:

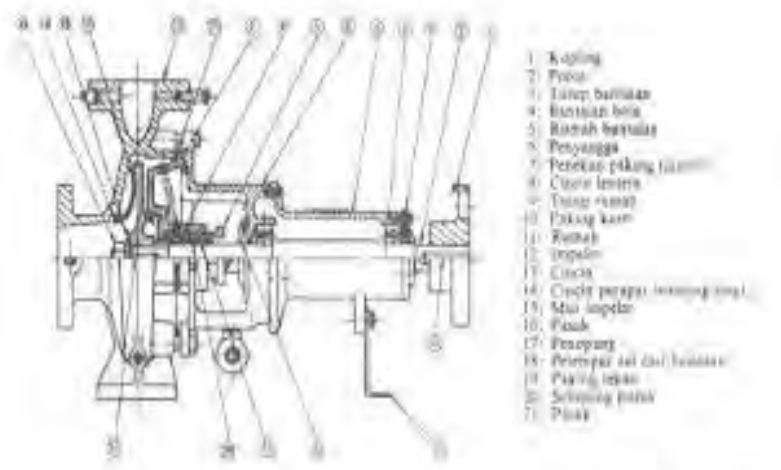
2.2.2.1 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal adalah suatu pompa dengan piringan bersudu yang berputar untuk menaikkan momentum fluidanya. Prinsip kerjanya adalah dengan adanya putaran *impeller*, partikel-partikel fluida yang berada dalam *impeller* digerakkan dari *inlet* ke *outlet*. Gerakan ini menyebabkan tekanan yang ada dalam *inlet* terus menuju *casing* pompa selama fluida mengalir di dalam *impeller*. Partikel dipercepat dengan menaikkan energi kinetisnya. Energi kinetis ini diubah menjadi energi potensial pada *casing*.

Berdasarkan arah aliran dibedakan menjadi tiga kelompok yaitu :

A. Pompa Aliran Radial (*Radial Flow*)

Pompa ini memiliki konstruksi sedemikian rupa sehingga aliran fluida yang keluar dari *impeller* akan melalui sebuah bidang yang tegak lurus pompa.



Gambar 2.10 Bagian Pompa Sentrifugal [2]

Prinsip kerja pompa radial, pada gambar 2.11, *impeller* digunakan untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi. Daya dari luar diberikan

kepada poros untuk memutar *impeller* di dalam zat cair. Maka zat cair yang ada di dalam *impeller*, oleh dorongan dorongan sudu akan ikut berputar.

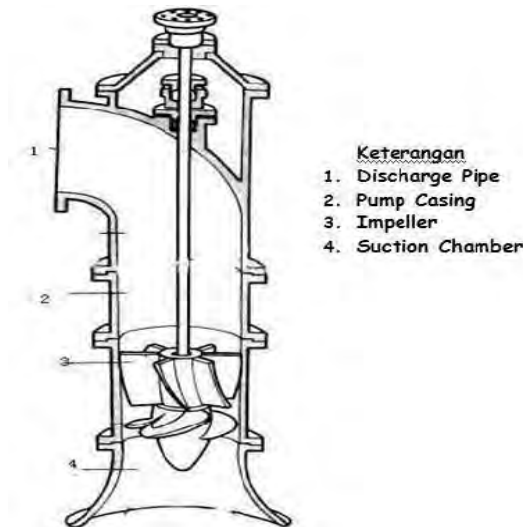
Karena timbul gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah *impeller* ke luar melalui saluran diantara sudu-sudu. Disini *head* tekanan zat cair akan menjadi lebih tinggi. Demikian pula *head* kecepatannya bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan. Zat cair yang keluar dari *impeller* ditampung oleh saluran berbentuk volut di keliling *impeller* dan disalurkan ke luar pompa melalui nosel. Di dalam nosel ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan.

B. Pompa Aliran Campuran (*Mixed Flow*)

Pada pompa ini aliran fluida yang meningkatkan *impeller* akan bergerak sepanjang permukaan kerucut didalam pompa.

C. Pompa Aliran Axial (*Axial Flow*)

Pada pompa ini aliran fluida meninggalkan *impeller* akan bergerak sepanjang permukaan silinder keluar atau bergerak sepanjang permukaan silinder keluar atau sejajar poros pompa.



Gambar 2.11. Pompa Aliran Aksial

Keuntungan pompa sentrifugal dibandingkan pompa *reciprocating* diantaranya adalah:

1. Aliran fluida yang dihasilkan lebih kontinyu bila dibandingkan dengan pompa *reciprocating* yang alirannya tersendat-sendat (*intermitten*).
2. Karena tidak terjadi gesekan antara *impeller* dengan *casing* sehingga keausannya lebih kecil.
3. Dapat beroperasi pada putaran yang tinggi sehingga dapat langsung dikopel dengan motor penggerakannya.
4. Ukuran yang relatif kecil menyebabkan bobotnya ringan dan pondasi yang mudah.
5. Harga lebih murah dan perawatan yang mudah.

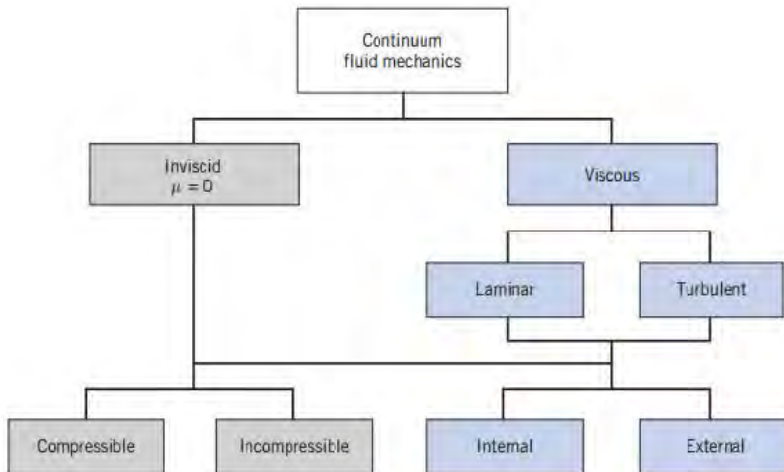
Kerugian pompa sentrifugal dibandingkan dengan pompa *reciprocating* adalah sebagai berikut:

1. Untuk kapasitas yang kecil dan *head* yang besar, efisiensinya lebih kecil
2. Agar pompa dapat bekerja lebih efisien, maka pompa harus bekerja pada titik kerjanya saja.
3. Memerlukan priming pada awal operasi.
4. Perlu dilakukan konfigurasi *multistage* untuk mendapatkan *head* yang tinggi dan kapasitas yang rendah.

2.3 Jenis Aliran Fluida

Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara mikroskopis maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, ini berarti kita harus mengansumsikan *fluida* yang “*continum*”, sebagai konsekuensinya bahwa seluruh *properties fluida* merupakan suatu fungsi daripada kedudukan dan waktu.

Dengan adanya *properties fluida* ini, maka unjuk kerja pompa juga akan berpengaruh. Karena ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan. Keberadaan bentuk aliran ini sangat menentukan di dalam perencanaan instalasi pompa.



Gambar 2.12 Klasifikasi Jenis Fluida

2.3.1 Aliran *Viscous*

Aliran *viscous* adalah jenis aliran fluida yang memiliki kekentalan atau *viscous* ($\mu > 0$). Viskositas fluida sangat berpengaruh saat fluida mengalir di suatu plat datar ataupun pipa yang dapat menghasilkan tegangan geser di dinding saluran tersebut.

2.3.2 Aliran *Laminar* dan *Turbulen*

Aliran suatu *fluida* dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Aliran dikatakan *laminar* bila partikel partikel *fluida* yang bergerak secara teratur mengikuti lintasan yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang sama. Aliran ini terjadi bila kecepatan kecil dan kekentalan yang besar. Sedangkan aliran disebut *turbulen* bila tiap partikel *fluida* bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-rata saja yang mengikuti sumbu pipa. Aliran ini terjadi apabila kecepatan besar dan kekentalan *fluida* yang kecil.

Kekentalan (*viskositas*) berpengaruh besar sehingga dapat meredam gangguan yang mengakibatkan aliran menjadi *turbulen*. Dengan berkurangnya kekentalan dan bertambahnya kecepatan aliran maka daya redam terhadap gangguan akan berkurang yang sampai pada batas tertentu akan menyebabkan terjadinya perubahan aliran dari *Laminar* menjadi *Turbulen*.

Koefisien gesekan untuk suatu pipa silindris merupakan *Bilangan Reynold (Re)*. Untuk menentukan tipe aliran apakah *laminar* atau *turbulen* dapat digunakan rumus dibawah ini :

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana :

Re = bilangan *Reynold*

V = kecepatan aliran *fluida* ($\frac{m}{s}$)

D = diameter dalam pipa (m)

ν = *viskositas kinematik* zat cair ($\frac{m^2}{s^2}$)

Bila : $Re \leq 2300$, aliran bersifat *laminar*

$Re \geq 4000$, aliran bersifat *turbulen*

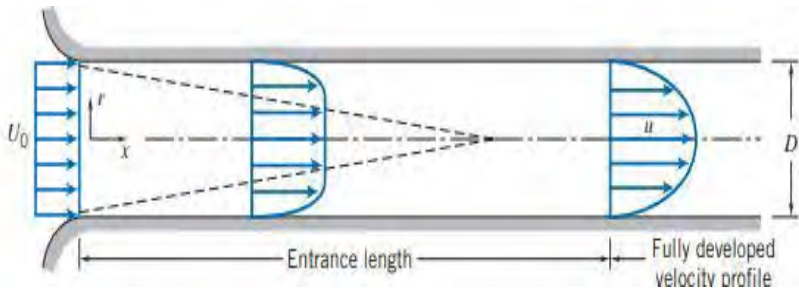
$2300 \leq Re \leq 4000$, aliran bersifat *transisi*

Aliran *transisi* merupakan dimana aliran dapat bersifat *laminar* atau *turbulen* tergantung dari kondisi pipa dan aliran.

2.3.3 Aliran *Internal*

Aliran *internal* adalah aliran dimana *fluida* yang mengalir yang dibatasi oleh suatu batasan atau *boundary* berupa benda *solid*, seperti aliran yang berada di dalam pipa.

Aliran *external* adalah aliran yang tidak dibatasi oleh suatu permukaan zat lainnya atau aliran yang melintasi suatu permukaan benda seperti plat. Batasan kontrol volume yang biasanya digunakan adalah hingga *fluida* yang melewati suatu benda *solid* (padat).



Gambar 2.13 Profil Kecepatan Aliran Memasuki Pipa [3]

Aliran yang masuk pada pipa adalah aliran *uniform* dengan kecepatan U_0 . Karena aliran merupakan aliran *viscous*, maka pada dindingnya terjadi lapisan batas (*boundary layer*) dimana di dalam *boundary layer* tersebut, pengaruh *viskositas* relatif besar sehingga profil kecepatannya tidak *uniform* lagi.

Perubahan profil kecepatan dalam aliran ini memiliki batas tertentu. Apabila *boundary layer* tersebut bertemu pada satu titik, maka profil kecepatannya akan tetap. Aliran yang telah berkembang penuh ini dinamakan aliran *fully developed*. Jarak dari saat mulamula aliran masuk sampai menjadi *fully developed* disebut dengan *Entrance Length*. Kecepatan aliran rata-rata yang terjadi adalah :

V ini tentunya harus bernilai sama dengan U_0 . Jadi nilai $V = U_0 = \text{konstan}$. Panjang *entrance length*/L untuk aliran *laminar* merupakan fungsi bilangan *reynold* :

$$\frac{L}{D} \cong \frac{\rho \times \bar{v} \times D}{\mu}$$

Dimana :

$\bar{v} = \frac{Q}{A}$ adalah kecepatan rata-rata. Karena laju aliran (*flow rate*)

$$Q = \bar{v} \times A = U_0 \times A, \text{ dimana } \bar{v} = U_0$$

Untuk aliran *laminar* dalam pipa $Re < 2300$, maka *entrance length*/L didapat:

$$L \cong 0,06 ReD \leq (0,06)(2300)D = 138 D$$

2.3.4 Aliran *Compressibel* dan *Incompressible*

Aliran *compressible* adalah aliran yang melewati suatu benda padat dimana fluida tersebut mengalami kenaikan atau penurunan temperatur, sehingga mempengaruhi massa jenisnya ($density = \rho$) dan hal itu cukup berarti dan tidak dapat diabaikan $\rho_1 \neq \rho_2$. Contohnya adalah fluida gas.

Aliran *Incompressible* adalah aliran yang melewati suatu benda padat dan apabila terjadi perubahan temperatur yang dapat berpengaruh pada massa jenisnya ($density = \rho$), hal ini dapat diabaikan karena perubahan *density* tidak secara signifikan $\rho_1 = \rho_2$. Contohnya adalah fluida cair.

Untuk dapat membedakan jenis aliran *compressible* atau *incompressible* tersebut, dapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan bilangan *Mach* (M) :

$$M = \frac{\bar{v}}{c}$$

Dimana:

M = Bilangan *Mach*

\bar{v} = Kecepatan rata-rata aliran

c = Kecepatan rambat bunyi *local*

Sehingga untuk *mach number* $< 0,3$ adalah aliran *incompressible*. Sedangkan untuk *mach number* $> 0,3$ adalah aliran *compressible*.

2.4 Persamaan Kontinuitas

Suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan yang massanya tidak berubah, sehingga prinsip kekekalan massa dapat ditulis secara sederhana, sebagai berikut :

$$\frac{dM}{dt})_{system} = 0$$

Dimana laju perubahan massa terhadap waktu adalah 0. Umumnya massa *system* (M_{sys}) dapat dinyatakan sebagai berikut dengan pengintegralan meliputi seluruh volume sistem :

$$M_{sys} = \int M_{sys} dm = \int \forall_{sys} \rho d\forall$$

Hubungan persamaan antara sistem dan *control volume* dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{dN}{dt})_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \eta \rho \forall + \int_{cv} \eta \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

Dimana,

$$N_{system} = \int_{M(system)} \eta dm = \int_{\forall(system)} \eta d\forall$$

Untuk sebuah persamaan *control volume* dari konservasi, maka dapat ditulis dengan $N=M$ dan $\eta=1$. Sehingga bila disubstitusikan akan menjadi persamaan :

$$\frac{\partial M}{\partial t})_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho d\forall + \int_{cs} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

Sehingga persamaan kontinuitas atau konversi massa, dapat ditulis sebagai berikut :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho d\forall + \int_{cs} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

Dengan asumsi :

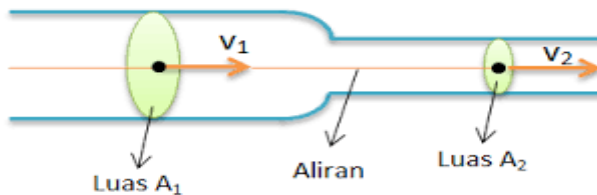
- Aliran fluida adalah inkompresibel
- Aliran fluida kerjanya adalah *steady*

Sehingga persamaan di atas menjadi :

$$0 = \int_{cs} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

Dengan mengintegralkan persamaan di atas, maka di dapat persamaan kontinuitas sebagai berikut :

$$0 = -[\rho V_1 A_1] + [\rho V_2 A_2] \text{ atau } \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.2)$$



Gambar 2.14 Kontinuitas

Dimana :

ρ = density (kg/m³)

V = Kecepatan Aliran Fluida (m/s)

A = Luas Penampang (m²)

2.5 Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama termodinamika menyatakan tentang kekekalan energi (*conservation of energy*). Persamaannya sebagai berikut :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \left[\frac{dE}{dt} \right]_{system} \quad (2.3)$$

Dimana energi total:

$$E_{system} = \int_{M(system)} e dm = \int_{V(system)} e \rho dV$$

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz$$

Dengan \dot{Q} bernilai positif bila panas yang diberikan ke sistem dan sekelilingnya, sedangkan \dot{W} bernilai positif bila kerja diberikan dari sistem ke sekelilingnya.

Hubungan antara sistem dan kontrol volume adalah :

$$\left[\frac{dN}{dt}\right]_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \eta \rho dV + \int_{cv} \eta \rho V dV \quad (2.4)$$

Dimana:

$$N_{system} = \int_{m(system)} n dm + \int_{V(system)} \eta \rho dV$$

Untuk menurunkan perumusan volume dari hukum pertama termodinamika $N = E$ dan $n = e$ sehingga diperoleh persamaan :

$$\left[\frac{dN}{dt}\right]_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} e \rho dV + \int_{cs} e \rho V dV$$

Pada saat t_o sistem berhimpit dengan kontrol volume sehingga,

$$(\dot{Q} - \dot{W})_{cs} = (\dot{Q} - \dot{W})_{cv}$$

Dari persamaan 2.3 dan 2.4 didapat:

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} e \rho dV + \int_{cs} e \rho V dV \quad (2.5)$$

Besarnya kerja pada volume atur dibagi menjadi empat kelompok, yaitu:

$$\dot{W}_{GSC} = \dot{W}_s + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}$$

Maka hukum pertama termodinamika menjadi:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho p dV + \int_{cs} \rho p V dV \quad (2.6)$$

2.6 Tinggi- Tekan (*Head*)

Head / tinggi tekan adalah ketinggian kolom *fluida* yang harus dicapai *fluida* untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang dikandung oleh satu satuan bobot *fluida* yang sama. *Head* ini ada dalam tiga bentuk, yaitu :

1. *Head* Potensial

Didasarkan pada ketinggian *fluida* di atas bidang datar. Jadi suatu kolom *fluida* setinggi 1 meter mengandung jumlah energi yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan *fluida* tersebut memiliki *head* sebesar 2 meter kolom air (z).

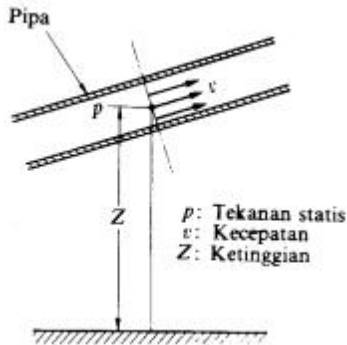
2. *Head* Kecepatan / Kinetik.

Suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu satuan bobot *fluida* yang disebabkan oleh kecepatan dan dinyatakan dengan persamaan $(\frac{V^2}{2g})$.

3. *Head* Tekanan

Energi yang dikandung *fluida* akibat tekanannya yang dinyatakan dengan persamaan $(\frac{P}{\gamma})$.

Energi mekanik total adalah energi fluida yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (z) yang dimiliki aliran diukur dari datum yang sudah ditentukan. Berikut ini adalah gambar yang memperjelas untuk tinggi tekan (head) yang dimiliki aliran :



Gambar 2.15 Metode Mengukur *Head*

2.7 Persamaan *Bernoulli*

Persamaan ini didapat dari penurunan persamaan Hukum Termodinamika 1 (Persamaan 2.6)

Untuk mengkaji energi yang hilang atau kerugian tinggi tekan yang terjadi pada aliran yang melalui pipa, digunakan persamaan energi, yaitu:

$$Q - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} e \rho dV + \int_{cs} e \rho V dV \quad (2.7)$$

Dimana:

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz$$

Dengan asumsi:

1. $\dot{W}_s = 0, \dot{W}_{other} = 0$
2. $\dot{W}_{shear} = 0$ (meskipun terdapat tegangan geser pada dinding – dinding belokan, tetapi kecepatan pada dinding adalah nol)

3. *Steady Flow*
4. *Incompressible*
5. Energi dalam dan tekanan pada tiap penampang *uniform*.

Dengan asumsi diatas, maka persamaan 2.7 Menjadi :

$$\dot{Q} = \int_{cs} \left(u + pv + \frac{\bar{v}^2}{2} + gz \right) \rho \bar{v} \cdot d\bar{A}$$

$$\left(u_1 + p_1 v_1 + \frac{\bar{v}_1^2}{2} + gz_1 \right) (\rho_1 \bar{v}_1 \cdot A_1) + (u_2 + p_2 v_2 + \frac{\bar{v}_2^2}{2} + gz_2) (\rho_2 \bar{v}_2 \cdot A_2) - \dot{Q} = 0$$

Dengan persamaan kontinuitas (2.2),

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\rho_1 \bar{v}_1 \cdot A_1 = \rho_2 \bar{v}_2 \cdot A_2$$

Dan,

$$\dot{Q} = \frac{\delta Q}{dt} = \frac{\delta Q}{dm} \frac{dm}{dt} = \frac{\delta Q}{dm} \dot{m}$$

Sehingga persamaan energi menjadi,

$$[(p_2 v_2 + \frac{\bar{v}_2^2}{2} + gz_2) - (p_1 v_1 + \frac{\bar{v}_1^2}{2} + gz_1)] \dot{m} + (u_2 - u_1 - \frac{\delta Q}{dm}) \dot{m} = 0$$

Atau,

$$p_1 v_1 + \frac{\bar{v}_1^2}{2} + gz_1 = p_2 v_2 + \frac{\bar{v}_2^2}{2} + gz_2 + (u_2 - u_1 - \frac{\delta Q}{dm})$$

Dimana nilai $(u_2 - u_1 - \frac{\delta Q}{dm})$ = perbedaan energi mekanik yang terjadi selama fluida mengalir dari titik 1 ke 2, atau dapat disebut sebagai kerugian *head* total (total *head loss* = Hlt).

$$p_1 v_1 + \frac{\bar{v}_1^2}{2} + gz_1 = p_2 v_2 + \frac{\bar{v}_2^2}{2} + gz_2 + \Sigma_{Hlt}$$

Untuk aliran tanpa gesekan maka didapatkan nilai $Hlt = 0$
Sehingga persamaan menjadi,

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{v}_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{\bar{v}_2^2}{2} + gz_2 = \text{constant} \quad (2.8)$$

Dimana :

P_1 = tekanan pada kondisi awal (*suction*)

P_2 = tekanan pada kondisi akhir (*discharge*)

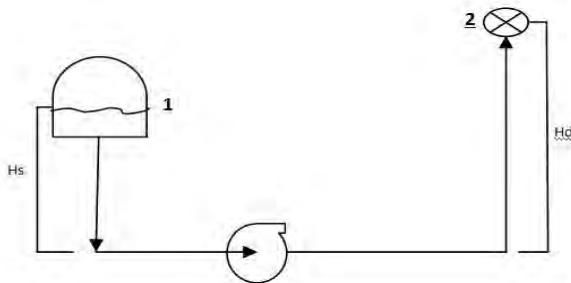
\bar{v}_1^2 = kecepatan pada kondisi awal (*suction*)

\bar{v}_2^2 = kecepatan pada kondisi akhir (*discharge*)

Karena energi tidak dapat muncul atau hilang begitu saja, H adalah konstan (dengan mengabaikan rugi-rugi). Persamaan ini disebut dengan persamaan *Bernoulli*.

2.8 Head Instalasi Pompa

Merupakan besarnya *head* yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang ada diantaranya adalah karena perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan kerugian dan kerugian-kerugian. Persamaan *head* instalasi sebagai berikut :



Gambar 2.16 Instalasi *Suction Head*

$$\begin{aligned}
&\text{Kondisi 1} = H_s P_1 P_{sr} \\
&\text{Kondisi 2} = H_d P_2 P_{dr} \\
&H_{eff} = \Sigma_{H_{st}} + \Sigma_{H_{dyn}} \\
&= \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + (H_d - H_s) + \Sigma_{H_{Loss}} \quad (2.9)
\end{aligned}$$

2.8.1 *Head Statis*

Adalah perbedaan tinggi permukaan cairan pada bagian hisap dengan bagian tekan. *Head statis* tidak dipengaruhi oleh debit, hanya beda tekanan dan ketinggian

$$\Sigma_{H_{st}} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (H_d - H_s) \quad (2.10)$$

Dimana :

H_{st} = *head Statis* total (m)

P_2 = tekanan pada sisi *discharge* (Pa)

P_1 = tekanan pada sisi *suction* (Pa)

γ = berat jenis *fluida* ($\frac{kg}{m^3}$)

H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

Head statis terdiri dari :

2.8.1.1 *Head Tekanan (Pressure Head)*

Merupakan energi yang terdapat di dalam *fluida* akibat perbedaan tekanan antara *discharge reservoir* dan *suction reservoir*.

$$H_p = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \quad (2.11)$$

H_{st} = *head statis* total (m)

Dimana :

P_2 = tekanan pada sisi *discharge* (m)

P_1 = tekanan pada sisi *suction* (m)

γ = berat jenis *fluida* ($\frac{kg}{m^2s^2}$)

2.8.1.2 Head Ketinggian (*Elevation head*)

Merupakan perbedaan ketinggian dari permukaan *fluida* pada sisi *discharge reservoir* dan *suction reservoir* dengan acuan garis sumbu tengah pompa.

$$(H_d - H_s) \quad (2.12)$$

Dimana :

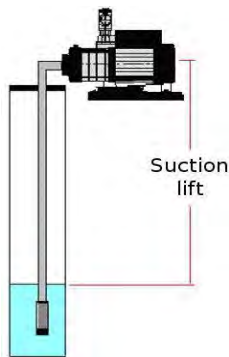
H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

Terdapat dua macam instalasi *head* ketinggian , yaitu:

- ***Suction Lift***

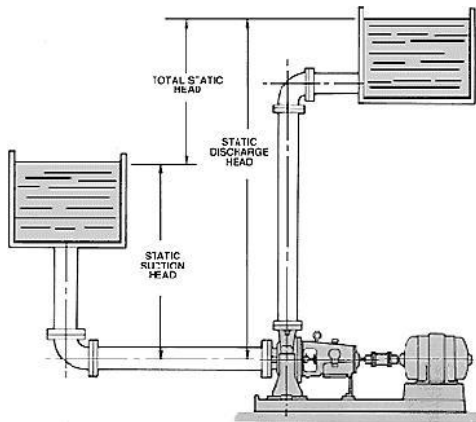
Adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari permukaan *fluida* yang harus dipompakan terhadap garis sumbu tengah pompa. *Suction Lift* terjadi saat sumber suplai (*suction tank*) berada di bawah garis tengah sumbu pompa. Gambar 2.17 Merupakan contoh instalasi *suction Lift*. Nilai $(H_d - H_s)$ bernilai +, karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih rendah dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.17 Instalasi *suction lift*

- **Suction head**

Adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari garis sumbu tengah pompa hingga ketinggian *fluida* yang dipompakan. *Suction head* terjadi saat sumber suplai (*suction tank*) berada di atas garis tengah sumbu pompa. Gambar 2.18 Merupakan contoh instalasi *suction head*. Nilai $(H_d - H_s)$ bernilai (-) , karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.18 Instalasi *suction head* [4]

2.8.2 Head Dinamis

Head *dynamis* adalah head yang terdiri dari *velocity head* dan head *loss*. Untuk penjelasannya dapat dilihat pada penjelasan di bawah ini :

$$\Sigma H_{dyn} = \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + \Sigma H_{loss} \quad (2.13)$$

Dimana :

ΣH_{loss} = kerugian tinggi tekan (m)

V_d = kecepatan aliran *discharge* ($\frac{m}{s}$)

V_s = kecepatan aliran *suction* ($\frac{m}{s}$)
 g = gravitasi bumi = $9,81 (\frac{m}{s^2})$

2.8.2.1 Velocity Head

Adalah head yang disebabkan karena adanya perbedaan kecepatan yang keluar dari *suction reservoir* dan masuk ke dalam *discharge reservoir*. *Velocity head* ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$H_v = \left[\frac{V_2 - V_1}{2g} \right] \quad (2.14)$$

Dimana :

V_2 = Kecepatan Cairan Masuk *Discharge Reservoir*

V_1 = Kecepatan Cairan Keluar *Suction Reservoir*

g = Percepatan Gravitasi

2.8.2.2 Kerugian Tinggi – Tekanan (*Head Loss*)

Head Loss (kerugian tinggi tekan) merupakan suatu kerugian yang dialami aliran *fluida* selama bersirkulasi dimana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameterparameter *fluida* serta aliran itu sendiri. Kerugian tinggi tekan (*head loss*) dapat dibedakan atas, kerugian dalam pipa (*major losses*) dan kerugian pada perubahan geometri (*minor losses*).

A. Head Loss Mayor

Kerugian aliran *fluida* yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara *fluida* dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran *fluida* (kerugian kecil).

Kerugian *head* akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan salah satu dari rumus berikut :

Persamaan Darcy – Weisbach

$$\Sigma H_L = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2.15)$$

Dimana :

h_L = kerugian *head* karena gesekan (m)

f = faktor gesekan

D = diameter pipa (m)

V = kecepatan aliran dalam pipa ($\frac{m}{s}$)

g = gravitasi bumi = $9,81 (\frac{m}{s^2})$

Untuk aliran *laminar*, faktor gesekan dapat dinyatakan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.16)$$

Untuk aliran *turbulen*, faktor gesekan dibedakan menjadi:

a. Untuk pipa halus, hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

$$Blasius : f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.17)$$

untuk $3000 \leq Re \leq 100000$

b. Untuk pipa kasar dan halus , hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right) \quad (2.18)$$

Untuk menggunakan persamaan ini digunakan dilakukan dengan menggunakan iterasi yang membuat harga f dapat lebih akurat. Adapun cara lain untuk mempermudah mencari harga *friction factor* (f), dapat menggunakan *moody diagram* dengan fungsi *reynold number* (Re) dan e/d terhadap *friction factor* (f).

Persamaan *Colebrook-White* berlaku untuk seluruh kisaran aliran non *laminar* dalam *diagram moody*.

B. Head Loss Minor

Selain kerugian *head loss mayor* , juga terdapat kerugian yang disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku , sambungan, katup dan sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besarnya kerugian minor, yaitu :

$$\Sigma H_{lm} = k \frac{V^2}{2g} \quad (2.19)$$

Dimana :

V = kecepatan aliran fluida dalam pipa ($\frac{m}{s}$)

g = gravitasi bumi = 9,81 ($\frac{m}{s^2}$)

K = koefisien kerugian (*minor losses*) pipa

Dimana harga k dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$k = f \times \frac{Le}{D} \quad (2.20)$$

2.9 Daya

2.9.1 Daya Pompa / Daya Air (*WHP*)

Daya air adalah energi yang diterima oleh air dari pompa per satuan waktu dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan nantinya akan dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$WHP = \gamma \times Q_{act} \times H$$

$$WHP = \rho \times g \times Q_{act} \times H$$

Dimana :

WHP = Daya Pompa (watt)

γ = Berat spesifik cairan ($\frac{N}{m^3}$)

Q = Kapasitas Aktual Pompa ($\frac{m^3}{s}$)

H = head pompa (m)

ρ = Massa jenis cairan ($\frac{kg}{m^3}$)

g = Percepatan gravitasi ($\frac{m}{s^2}$)

2.9.2 Daya Poros

Daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa adalah sama dengan daya air ditambah kerugian daya di dalam pompa. Hal ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P = \frac{P_w}{\eta_p}$$

Dimana :

P_{shaft} = Daya poros pompa (kW)

P_w = Daya pompa / Daya air (kW)

η_p = Efisiensi Pompa

2.10 Penggerak Mula

2.10.1 Daya Motor

Daya motor adalah daya yang dihasilkan oleh penggerak mula (motor) yang digerakkan dengan daya listrik. Dimana daya listrik sebesar $P = V I$, maka daya yang dihasilkan oleh motor harus lebih kecil dari daya listriknya dengan adanya faktor $\cos \varphi$. Besarnya daya motor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P = V \times I \times \cos \varphi$$

Dimana :

P = Daya Motor (Watt)

V = Tegangan Listrik (Volt)

I = Kuat Arus (Ampere)

2.10.2 Daya Nominal Penggerak Mula

Daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_m = \frac{P_{shaft}(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

P_m = Daya Nominal Penggerak Mula (kW)

α = Faktor Cadangan

η_t = Efisiensi Transmisi

Faktor cadangan dan untuk efisiensi transmisi dapat dicari dengan melihat pada table di bawah ini :

Tabel 2.1 Perbandingan Cadangan Penggerak Mula

Jenis Penggerak Mula	α
Motor Induksi	0,1 - 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 - 0,25
Motor Bakar Besar	0,1 – 0,2

Tabel 2.2 Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi	η_t
Sabuk Rata	0,9 – 0,93
Sabuk-V	0,95
Roda Gigi Lurus Satu Tingkat	0,92-0,95
Roda Gigi Miring Satu Tingkat	0,95-0,98
Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat	0,92-0,96
Roda Gigi Planiter Satu Tingkat	0,95-0,98
Kopling	0,95-0,97

Apabila titik kerja sebuah pompa bervariasi dalam suatu daerah tertentu, maka daya poros biasanya juga bervariasi. Jadi daya nominal harus ditentukan untuk daya poros maksimum P dalam daerah kerja normal dengan menggunakan persamaan di atas.

Untuk pompa-pompa standar, daya nominal dapat dipilih dengan menggunakan diagram pemilihan yang disediakan dari perusahaan pembuatnya.

2.11 Pertimbangan Pemilihan Pompa

Untuk pompa besar dan pompa khusus yang digunakan dalam suatu instalasi tertentu, perlu dilakukan pemilihan sedemikian rupa hingga memenuhi kapasitas dan *head* yang sesuai dengan rancangan.

2.11.1 Penentuan Jenis Pompa

Dalam beberapa hal, untuk kapasitas dan *head* total pompa yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih. Untuk itu dapat dilihat diagram yang ada di bawah ini :

2.11.2 Penentuan Putaran Pompa

Putaran pompa dapat diketahui dengan mengetahui penggerak pompa tersebut. Apabila penggeraknya memakai motor listrik maka putaran harus dipilih dari putaran standar yang ada. Putaran-putaran sinkron untuk sumber tenaga dengan frekuensi 50 Hz ditunjukkan pada table berikut : (Sularso, HT. Pompa dan Kompresor)

Tabel 2.3 Putaran Sinkron Motor Listrik

Jumlah Kutub	Putaran Sinkron (rpm)
2	3000
4	1500
6	1000
8	750
10	600
12	500

Jika memakai motor induksi putaran harus di ambil 1% sampai 2% lebih kecil dari harga-harga dalam table 2.2 karena

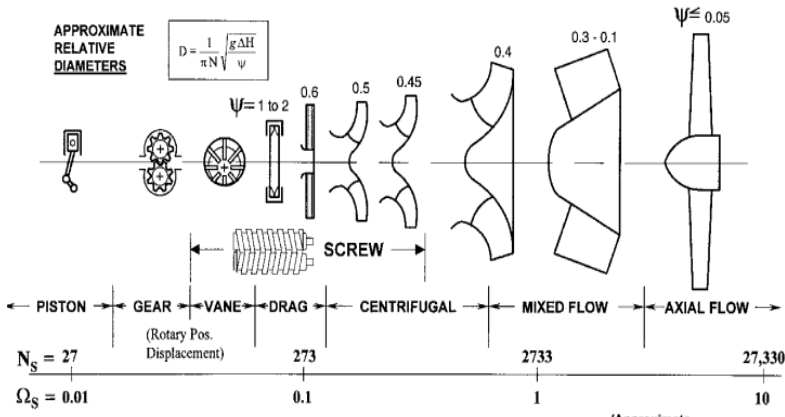
adanya faktor slip. Dikarenakan pompa pada umumnya direncanakan atas dasar putaran motor listrik, maka cara yang sama juga diperlukan, meskipun motor listrik tidak dipakai sebagai penggerak.

2.11.3 Penentuan Putaran Spesifik dan *Impeller*

Dengan putaran pompa yang sudah diketahui dari penggerak motornya, sehingga dapat ditentukan putaran spesifiknya dengan menggunakan persamaan :

$$n_{st} = n \times \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

Dengan mengetahui putaran spesifik ini, dapat diketahui jenis pompa dan bentuk *impeller* seperti pada table di bawah ini :



Gambar 2.19 Putaran Spesifik Dan Bentuk *Impeller* [2]

Dengan sudah mengetahui kecepatan *impeller* tersebut. Untuk melakukan pemilihan pompa dengan *head* dan kapasitas yang sesuai, maka dapat dipilih dengan menggunakan pompa *multiimpeller in series (multistage)* ataupun dengan pompa *multiimpeller in parallel*.

BAB III

METODOLOGI

Pada bab ini dijelaskan mengenai data-data yang diperoleh serta persiapan-persiapan yang harus dilakukan dalam menyelesaikan laporan tugas akhir ini. Data tugas akhir ini diperoleh dari pihak lapangan PLTA UP Brantas.

Prosedur dalam menyusun tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

3.1. Persiapan Awal

- a. Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai “Pemilihan Pompa Lubrikasi Bearing dan Perawatan di Unit 3 PLTA UP Brantas”
- b. Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada Dosen Pembimbing Tugas Akhir.
- c. Memenuhi prosedur pengambilan data yang telah ditetapkan oleh PLTA UP Brantas

Selanjutnya, kegiatan-kegiatan yang mendukung proses persiapan adalah :

- a. Asistensi ke Dosen Pembimbing
Kegiatan diskusi guna memperoleh hasil yang lebih baik dalam mengerjakan laporan tugas akhir.
- b. Asistensi ke Mentor PLTA UP Brantas
Kegiatan diskusi guna memperoleh hasil yang lebih baik dalam mengerjakan laporan tugas akhir

3.2. Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan berdasarkan pada data-data yang diperlukan dalam perhitungan instalasi. Kegiatan pengambilan data tersebut meliputi:

- a. Metode literatur

Dalam studi literatur ini dipelajari berbagai buku yang menjadi referensi dalam perencanaan instalasi pompa, baik yang

ada dslam PLTA UP Sutami maupun literatur dari mata kuliah yang berhubungan dengan tugas akhir ini.

b. Metode Pengamatan

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi riil instalasi serta jenis peralatan yang dipergunakan. Dengan didampingi pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran secara jelas data-data yang diperlukan untuk melakukan analisa perhitungan.

3.2.1. Data Hasil Survey

Berikut ini merupakan data yang diperoleh dari survey lapangan atau data sebelum perhitungan ulang. Adapun data-data yang diperoleh adalah sebagai berikut:

3.2.1.1. Data Fluida

- Jenis Fluida : Oli Turalik 52
- Temperatur masuk pompa : 46°C
- Gravitasi (g) : $9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

3.2.1.2. Data Reservoir

- Tipe : STL-1600
- Kapasitas : 1520 liter
- Manufactured : 1975-2
- Nomor Seri : 3600664
- Pabrik : Toshiba
- Ketinggian Head Suction : 4,8 m
- Ketinggian Head Discharge : 0,7 m

3.2.1.3. Data Pompa

- Kapasitas : $60 \frac{\text{liter}}{\text{m}}$
- Output : 1,5 Kw
- Serial no. : 32561
- Tekanan : 0,49 MPa
- Putaran : 1430 rpm
- Manufactured : 2007-7

- Pabrik : KAMINAGA KOGYO
Co.Ltd JAPAN

3.2.1.4 Data Pipa

- Pipa Suction
Nominal Pipe Size (NPS) : 40mm
Jenis Material : Cast Iron
- Pipa Discharge
Nominal Pipe Size (NPS) : 25mm
Jenis Material : Cast Iron
- Gambar P&ID : tertera pada lampiran

3.2.1.5. Data Fitting & Accessory

Fitting-fitting yang digunakan pada instalasi *lubrication gear pump* adalah sebagai berikut:

- Elbow long rad 90
- Through Tee
- Gate Valve
- Check Valve
- Cooler
- Branch Tee
- Flow Control Valve

Untuk lebih jelasnya, tiap fitting tertera pada lampiran P&ID.

3.3. Perhitungan

Dalam menyelesaikan pengerjaan laporan tugas akhir ini, dilakukan perhitungan-perhitungan diantaranya perhitungan kecepatan (v), head loss instalasi, dan perhitungan daya teoritis pompa dengan menggunakan data yang diperoleh dari PJB UP Brantas dan pada akhirnya memilih pompa yang digunakan. Perhitungan pada tugas akhir ini dilakukan hanya dengan perhitungan manual.

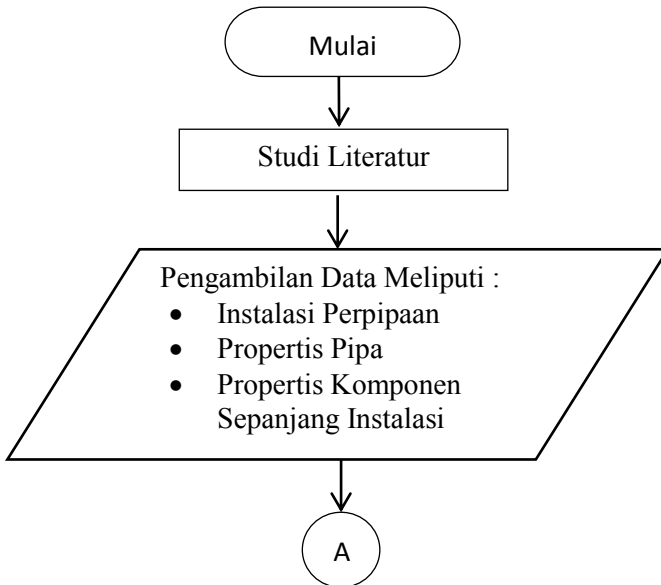
3.4. Pemilihan Pompa

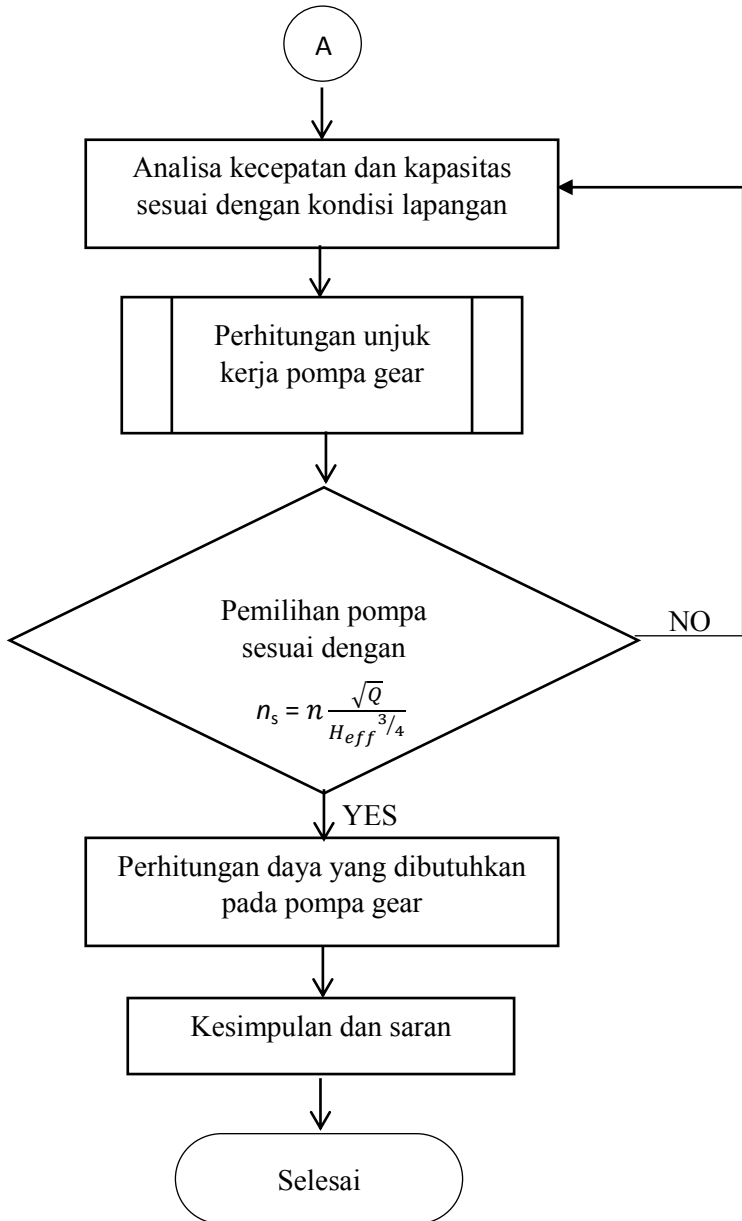
Pemilihan pompa dilakukan dengan dasar nilai kapasitas (Q) dan head efektif instalasi (H_{eff}). Pemilihan pompa dilakukan dengan mencocokkan nilai kapasitas dan head efektif instalasi dengan spesifikasi pompa pada katalog pompa.

3.5. Diagram Alir

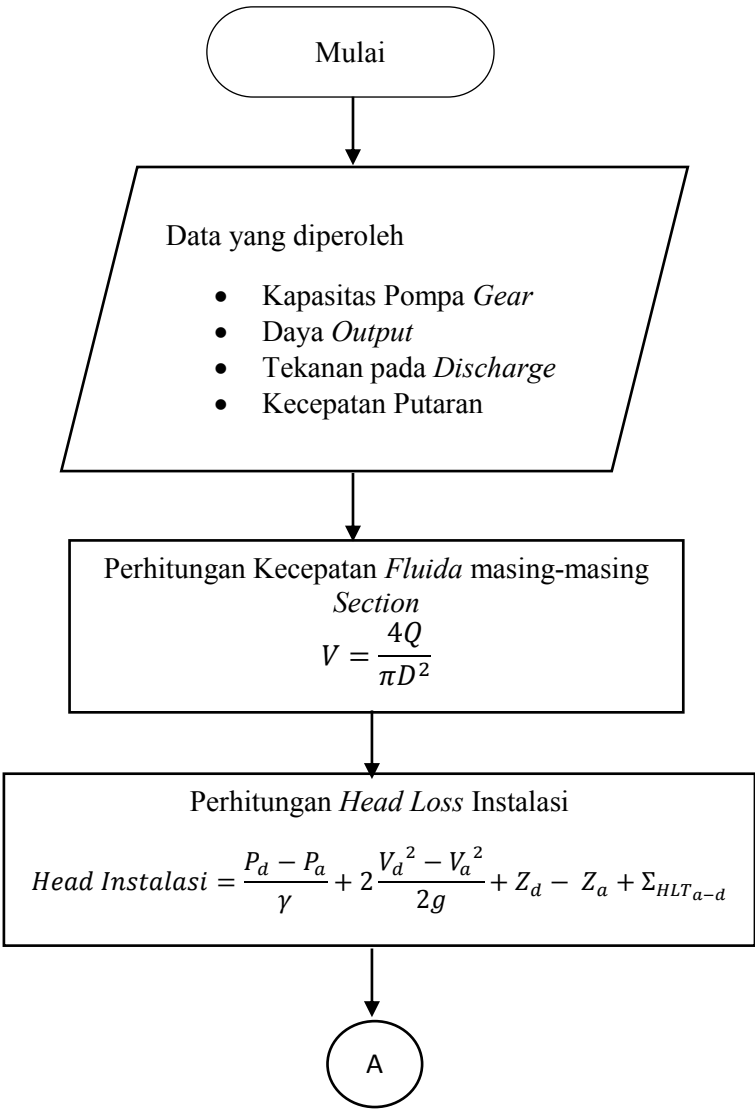
Adapun langkah langkah dalam penulisan tugas akhir ini pada diagram alir berikut :

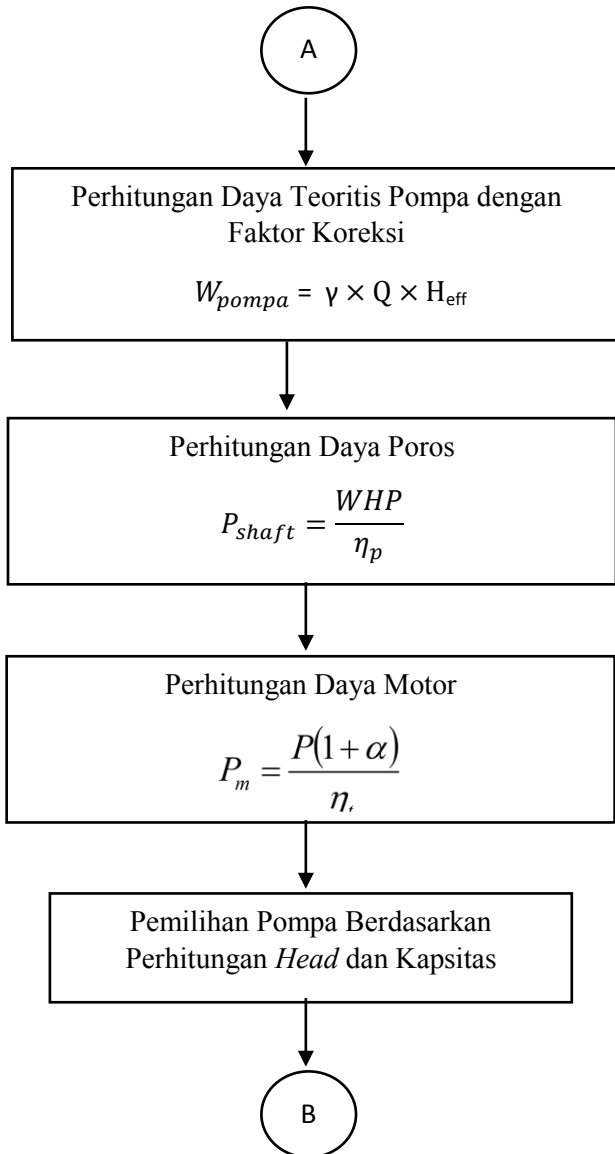
3.5.1 Diagram Alir Urutan Pengerjaan Tugas Akhir

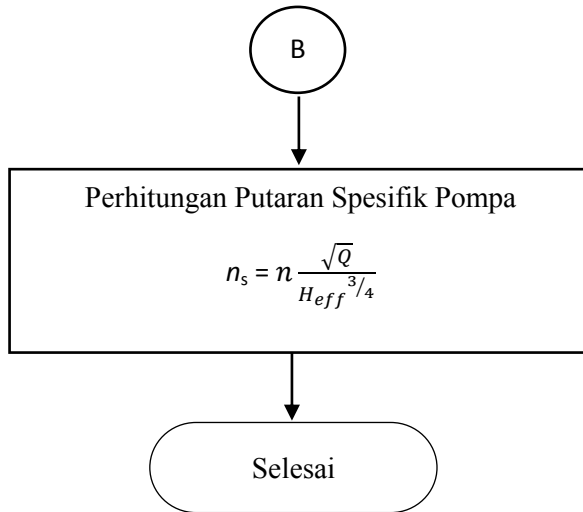




3.5.2 Diagram Alir Perhitungan Unjuk Kerja Pompa Gear







BAB IV PERHITUNGAN

4.1 Perhitungan Kapasitas Nominal Pompa

Kapasitas pompa atau jumlah fluida yang dipompakan dari *suction reservoir* menuju *Turbine Bearing* dapat diketahui dengan mengetahui terlebih dahulu kondisi *tank*. Dari data di PLTA Sutami (*Lampiran 2*) didapatkan :

- Kapasitas (Q) =

$$\frac{60 \text{ lt}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ lt}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

- Temperatur fluida masuk Pompa (T_1) = 40 °C
Dari *Lampiran 1* Tabel *Pertamina (Turalik 52)*, dengan $T_1 = 40 \text{ °C}$ maka $\rho = 886 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2$$

Asumsi :

1. Incompressible Flow
2. $\rho_1 = \rho_2$

4.2 Perhitungan Kecepatan fluida pada masing-masing Section

Kapasitas akan dihitung pada setiap *section* sebagai berikut :

4.2.1 Perhitungan Kecepatan fluida yang mengalir dari *Reservoir (a) hingga section (b)*

Diketahui diameter pipa section (a) hingga section (c) adalah 0,04 m. (*Lampiran 3*)

$$Q_1 = V_1 A_1$$

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V_1 = \frac{4 \times 0,001 \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,04 \text{ m})^2}$$

$$V_1 = 0,7961 \frac{m}{s}$$

4.2.2 Perhitungan Kecepatan dari *section* (c) hingga *section* (d)

Diketahui diameter pipa *section* (c) hingga *section* (d) adalah 0,025 m (*Lampiran 3*) dan karena terdapat *Through Tee*,

$$\text{maka kecepatan } Q_2 = \frac{Q_1}{2} = \frac{0,001 \frac{m^3}{s}}{2} = 0,0005 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_2 = V_2 A_2$$

$$V_2 = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V_2 = \frac{4 \times 0,0005 \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,025 \text{ m})^2}$$

$$V_2 = 1,0191 \frac{m}{s}$$

4.3 Perhitungan Head loss Instalasi Pompa

Head loss pada instalasi pompa terdiri dari dua komponen yaitu *head dinamis* dan *head statis*

4.3.1 Perhitungan *Head Dinamis*

Head dinamis dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\sum H_{dyn} = \sum H_{Lmayor} + \sum H_{Lminor} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g}$$

1. Perhitungan *Head Dinamis* Pipa dari *Section (a) hingga (b)*

Dengan Temperatur keluar reservoir tank = 40 °C , dari *Lampiran 1* Tabel *Pertamina (Turalik 52)*, didapat $v = 68 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

$$Re = \frac{V_{a-b} \times D_{a-b}}{v} = \frac{0,7961 \frac{m}{s} \times 0,04 m}{68 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 468,2941$$

Karena nilai Re adalah ≤ 2300 , maka aliran adalah *Laminar*, sehingga :

➤ Untuk mencari *Friction Factor*

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$f = \frac{64}{468,2941}$$

$$f = 0,1366$$

Maka harga untuk *Mayor Losses* adalah :

$$H_{La-b} = f \cdot \frac{L_{a-b}}{D_{a-b}} \cdot \frac{V_{a-b}^2}{2g}$$

$$= 0,1366 \times \frac{7,840 \text{ m}}{0,04 \text{ m}} \times \frac{\left(0,7961 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$= 0,8647 \text{ m}$$

- a. Untuk mencari harga dari *Minor Losses* :

Dari *program pipe flow expert* , untuk *Nominal Pipe Size* = 40 mm

- Untuk *Elbow Long Radius 90°*, dengan $K=0,34$ (*Lampiran 4*) sebanyak 6 buah, maka :

$$H_{Lm} = f \cdot \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g} = K \cdot \frac{V_{a-b}^2}{2g}$$

$$= 0,34(6) \frac{\left(0,7961 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$= 0,0658 \text{ m}$$

- Untuk *Through Tee*, dengan $K=0,42$ (*Lampiran 5*) sebanyak 1 buah, maka:

$$H_{Lm} = f \cdot \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g} = K \cdot \frac{V_{a-b}^2}{2g}$$

$$= 0,42(1) \frac{\left(0,7961 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$= 0,0135 \text{ m}$$

- Untuk *Gate Valve*, dengan $K=0,15$ (*Lampiran 4*) sebanyak 2 buah, maka:

$$\begin{aligned}
 H_{Lm} &= f \cdot \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g} = K \cdot \frac{V_{a-b}^2}{2g} \\
 &= 0,15(1) \frac{\left(0,7961 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \\
 &= 0,0969 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Sehingga ,

$$\begin{aligned}
 \sum H_{L\ a-b} &= \sum H_{Lmayor} + \sum H_{Lminor} \\
 &= 0,8647 \text{ m} + 0,0658 \text{ m} + 0,0135 \text{ m} + \\
 &\quad 0,0969 \text{ m} \\
 &= 1,0409 \text{ m}
 \end{aligned}$$

2. Perhitungan *Head Dynamis* Pipa dari Section (b') hingga (c)

Dengan Temperatur keluar reservoir tank = 46°C , dari *Lampiran 1* Tabel *Pertamina (Turalik 52)*, didapat $v = 68 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

$$Re = \frac{V_{b'-c} \times D_{b'-c}}{v} = \frac{0,7961 \frac{m}{s} \times 0,04 \text{ m}}{68 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 468,8294$$

Karena nilai Re adalah ≤ 2300 , maka aliran adalah Laminar, sehingga :

➤ Perhitungan *Friction Factor*

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$f = \frac{64}{468,8294}$$

$$f = 0,1365$$

Maka harga untuk *Mayor Losses* adalah :

$$\begin{aligned} H_{Lb'-c} &= f \cdot \frac{L_{b'-c}}{D_{b'-c}} \cdot \frac{V_{b'-c}^2}{2g} \\ &= 0,1365 \times \frac{11,520 \text{ m}}{0,04 \text{ m}} \cdot \frac{\left(0,7961 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \\ &= 1,2697 \text{ m} \end{aligned}$$

a. Untuk mencari harga dari *Minor Losses* :

Dari *program pipe flow expert*, untuk *Nominal Pipe Size* = 40 mm

- Untuk *Elbow Long Radius 90°*, dengan $K=0,34$ (*Lampiran 4*) sebanyak 4 buah, maka:

$$\begin{aligned} H_{Lm} &= f \cdot \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g} = K \cdot \frac{V_{b'-c}^2}{2g} \\ &= 0,34(4) \frac{\left(0,7961 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \\ &= 0,0439 \text{ m} \end{aligned}$$

- Untuk *Gate Valve*, dengan $K=0,15$ (*Lampiran 4*) sebanyak 2 buah, maka:

$$\begin{aligned}
 H_{Lm} &= f \cdot \frac{L_e V^2}{D 2g} = K \cdot \frac{V_{b'-c}^2}{2g} \\
 &= 0,15(2) \frac{\left(0,7961 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \\
 &= 0,00969 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Untuk *Through Tee* dengan $K=0,42$ (*Lampiran 5*) sebanyak 1 buah, maka:

$$\begin{aligned}
 H_{Lm} &= f \cdot \frac{L_e V^2}{D 2g} = K \cdot \frac{V_{b'-c}^2}{2g} \\
 &= 0,42(1) \frac{\left(0,7961 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \\
 &= 0,0135 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 \sum H_{L \text{ } b'-c} &= \sum H_{L \text{ } mayor} + \sum H_{L \text{ } minor} \\
 &= 1,2697 \text{ m} + 0,0439 \text{ m} + 0,00969 \text{ m} + 0,0135 \text{ m} \\
 &= 1,3367 \text{ m}
 \end{aligned}$$

3. Perhitungan Head Dynamis Pipa dari Section (c) hingga (d)

Dengan Temperatur keluar reservoir tank = 46°C , dari Lampiran I Tabel Pertamina (Turalik 52), didapat $\nu = 68 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

$$Re = \frac{V_{c-d} \times D_{c-d}}{\nu} = \frac{1,0191 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,025 \text{ m}}{68 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 374,6691$$

Karena nilai Re adalah ≤ 2300 , maka aliran adalah Laminar, sehingga :

➤ Perhitungan *Friction Factor*

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$f = \frac{64}{374,6691}$$

$$f = 0,1708$$

Maka harga untuk *Mayor Losses* adalah :

$$\begin{aligned} H_{Lc-d} &= f \cdot \frac{L_{c-d}}{D_{c-d}} \cdot \frac{V_{c-d}^2}{2g} \\ &= 0,1708 \times \frac{10,304 \text{ m}}{0,025 \text{ m}} \cdot \frac{\left(1,0191 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \\ &= 3,7239 \text{ m} \end{aligned}$$

b. Untuk mencari harga dari *Minor Losses* :

Dari *program pipe flow expert*, untuk *Nominal Pipe Size* = 25 mm

- Untuk *Elbow Long Radius 90°*, dengan $K=1,38$ (*Lampiran 6*) sebanyak 4 buah, maka:

$$\begin{aligned} H_{Lm} &= f \cdot \frac{L_e V^2}{D 2g} = K \cdot \frac{V_{c-d}^2}{2g} \\ &= 1,38 (4) \frac{\left(1,0191 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \\ &= 0,292 \text{ m} \end{aligned}$$

- Untuk *Branch Tee*, dengan $K=1,38$ (*Lampiran 7*) sebanyak 1 buah, maka:

$$\begin{aligned} H_{Lm} &= f \cdot \frac{L_e V^2}{D 2g} = K \cdot \frac{V_{c-d}^2}{2g} \\ &= 1,38(1) \frac{\left(1,0191 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \\ &= 0,0730 \text{ m} \end{aligned}$$

- Untuk *Gate Valve* dengan $K=0,18$ (*Lampiran 6*) sebanyak 1 buah, maka:

$$\begin{aligned} H_{Lm} &= f \cdot \frac{L_e V^2}{D 2g} = K \cdot \frac{V_{c-d}^2}{2g} \\ &= 0,18(1) \frac{\left(1,0191 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \end{aligned}$$

$$= 0,0095 \text{ m}$$

- Untuk *Flow Control Valve* dengan $K=0,18$ (*Lampiran 6*) sebanyak 1 buah, maka:

$$H_{Lm} = f \cdot \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g} = K \cdot \frac{V_{c-d}^2}{2g}$$

$$= 0,18(1) \frac{\left(1,0191 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$= 0,0381 \text{ m}$$

Sehingga,

$$\sum H_{L \text{ c-d}} = \sum H_{L \text{ mayor}} + \sum H_{L \text{ minor}}$$

$$= 3,7239 \text{ m} + 0,292 \text{ m} + 0,0730 \text{ m} + 0,0095 \text{ m}$$

$$+ 0,0381 \text{ m}$$

$$= 4,1365 \text{ m}$$

4.3.2 Mencari Head Instalasi Pompa

Dari *Lampiran 1 Tabel Pertamina (Turalik 52)*, dengan

$$T_1 = 40^\circ \text{C} \text{ maka } \rho = 886 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3},$$

Diketahui :

$$P_a = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar} = 1,013 \times 10^5 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

$$P_d = 4,9 \text{ bar gage} = 5,9 \text{ bar} = 5,9 \times 10^5 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

$$V_d = V_2 = 1,0191 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_a = 0$$

$$\alpha = 2$$

$$\gamma = \rho \times g = 886 \times 9,81 = 8691,66 \frac{kg}{m^2 s^2}$$

$$Z_a = -0,7 \text{ m}$$

$$Z_d = 4,8 \text{ m}$$

$$\sum Hlt_{a-d} = 1,0409 \text{ m} + 1,3367 \text{ m} + 4,1365 \text{ m} = 6,5141 \text{ m}$$

Sehingga:

$$Head \text{ Instalasi} = \frac{P_d - P_a}{\gamma} + 2 \frac{V_d^2 - V_a^2}{2g} + Z_d - Z_a + \Sigma_{HLT_{a-d}}$$

$$= \frac{5,9 \times 10^5 \frac{kN}{m^2} - 1,013 \times 10^5 \frac{kN}{m^2}}{8691,66 \frac{kg}{m^2 s^2}} + \frac{1,0191^2 \frac{m}{s}}{9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$+4,8m + 0,7m + 6,5141 \text{ m}$$

$$= 56,2263 \text{ m} + 0,1058 \text{ m} + 12,0141 \text{ m}$$

$$= 68,3462 \text{ m}$$

4.4 Perhitungan Daya Teoritis Pompa dengan Faktor Koreksi

Dengan asumsi $\rho \text{ water} = 996 \frac{kg}{m^3}$, sehingga daya pompa dapat dihitung sebagai berikut:

$$W_{pompa} = \gamma \times Q \times H_{\text{eff}}$$

Dimana:

$$W_{pompa} = \text{Daya Fluida (kW)}$$

$$\rho = \text{Massa jenis Fluida } \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\gamma = \text{Berat Jenis Fluida } \left(\frac{kg}{m^2 s^2} \right)$$

$$Q = \text{Kapasitas } \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

$$H_{eff} = \text{Head efektif instalasi (m)}$$

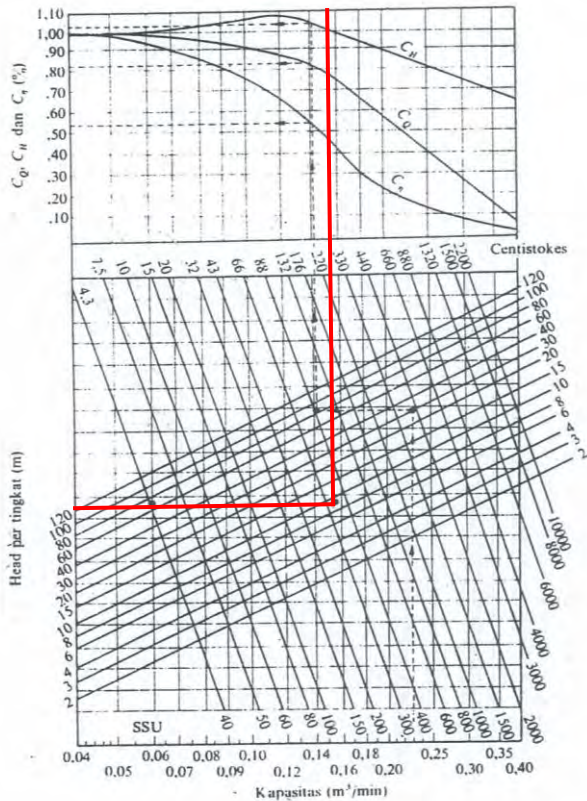
Dengan data yang telah didapat melalui perhitungan di atas, maka daya pompa dihitung berdasarkan faktor koreksi, dengan rumus:

$$Q_0 = C_Q Q_w$$

$$H_0 = C_H H_w$$

$$\eta_0 = C_\eta \eta_w$$

Q , H , dan η menyatakan kapasitas, head total pompa dan efisiensi pompa. Index w dan 0 menyatakan “air bersih” dan “zat cair kental”. Dengan data yang telah diperoleh melalui rumus tersebut, maka dapat dilakukan proses *plotting* dengan gambar grafik dibawah ini.



Gambar 4.1. Diagram Koreksi Pompa Minyak Berkapasitas Kecil

Maka didapatkan :

$$C_H = 1,05$$

$$C_Q = 0,75$$

$$C_\eta = 0,45$$

$$Q_W = \frac{Q_0}{C_Q} = \frac{0,001 \frac{m^3}{s}}{0,75} = 1,33 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$H_w = \frac{H_0}{C_H} = \frac{68,3462 \text{ m}}{1,05} = 65,09 \text{ m}$$

$$\gamma = \rho \times g = 996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 9770,76 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2}$$

Maka,

$$W_{pompa} = \gamma \times Q_w \times H_w$$

$$W_{pompa} = 9770,76 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2} \times 1,33 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 65,09 \text{ m}$$

$$W_{pompa} = 845,85 \text{ W}$$

$$W_{pompa} = 0,845 \text{ kW}$$

4.5 Perhitungan Daya Poros

Daya poros adalah daya yang digunakan untuk menggerakkan pompa ditambah kerugian di dalam pompa, yang besarnya dapat dihitung sebagai berikut.

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

Diasumsikan nilai $\eta_p=0,7$ Sehingga perhitungan P_{shaft} dapat dilakukan seberikut:

$$P_{shaft} = \frac{0,845 \text{ kW}}{0,7}$$

$$P_{shaft} = 1,2 \text{ kW}$$

4.6 Perhitungan Daya Motor

Besarnya daya motor yang dipakai untuk menggerakkan pompa ditetapkan dari persamaan berikut:

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

P_m = Daya Motor Penggerak Mula (kW)

α = Faktor Cadangan (kW)

η_t = Efisiensi Transmisi

Tabel 4.12 Tabel Faktor Cadangan

Jenis Penggerak Mula	α
Motor Induksi	0.1 – 0.2
Motor Bakar Kecil	0.15 – 0.25
Motor Bakar Besar	0.1 – 0.2

Dari tabel di atas dipilih jenis motor penggerak mula motor induksi dengan nilai $\alpha = 0.15$

Sedangkan untuk efisiensi transmisi, karena antara pompa dengan motor dikopel oleh kopling, sehingga nilai efisiensi transmisi (η_t) = 0,98.

Sehingga daya motor (P_m) diperoleh,

$$P_m = \frac{0,84 \text{ kW} (1 + 0.15)}{0,98}$$

$$P_m = 1,408 \text{ kW}$$

4.7 Pemilihan Pompa

Pada Tugas Akhir ini, pemilihan pompa didasarkan putaran spesifik (ns).

4.7.1. Perhitungan Putaran Spesifik Pompa (ns)

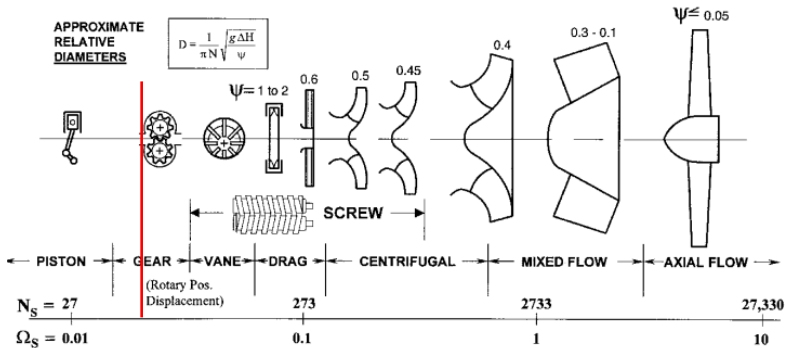
Penentuan jenis pompa didasarkan pada putaran spesifik (ns) pompa. Maka dapat dihitung,

$$n_s = 1430 \text{ rpm} \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

$$n_s = 1430 \text{ rpm} \frac{\sqrt{3,6 \frac{m^3}{h} \times \frac{h}{60 \text{ min}} \times \frac{\text{gal} \cdot \text{min}}{3.785 \times 10^{-3} m^3}}}{\left(68,3462 \text{ m} \times \frac{\text{ft}}{0.3048 \text{ m}}\right)^{3/4}}$$

$$n_s = 97 \text{ rpm}$$

Sehingga dengan memplot nilai n_s pada gambar 4.2 berikut dapat disimpulkan bahwa pompa yang akan dipilih adalah pompa dengan tipe *gear pump*.



Gambar 4.2. Hubungan Putaran Spesifik Dengan Jenis Impeller Pompa

Berdasarkan daya yang di dapat dari perhitungan secara manual sebesar 1,4 kW, maka dipilih pompa Gear dengan spesifikasi sebagai berikut :

Jenis Pompa : Pompa Gear
 Tipe : Nitto Sine Curve Gear Pump
 Serial no. : 32561

Putaran : 1430 rpm
Total Head : 68,3462 m
Kapasitas : 60 $\frac{l}{min}$
Output : 1,5 kW
Tekanan : 0,49 MPa
Pabrik : KAMINAGO KOGYO Co.Ltd JAPAN



Gambar 4.3. Pompa Gear di PLTA PT. PJB UP Brantas



Gambar 4.4. Reservoir Tank

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan yang telah diperoleh pada bab sebelumnya, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Head efektif Instalasi pompa 68,34 *m* dan kapasitas sebesar $0,001 \frac{m^3}{s}$
2. Putaran spesifik yang dihasilkan adalah 97
3. Daya teoritis pompa adalah 0,84 Kw, sedangkan daya poros yang dihasilkan adalah 1,2 kW, daya motor yang sebesar 1,408 kW
4. Dipilih *Gear Pump* tipe *Nitto Sine Curve Gear Pump* dengan putaran 1430 rpm dan daya sebesar 1,5 kW

5.2 Saran

Dalam pengoperasiannya, Gear Pump yang digunakan berjumlah 2, dimana 1 pompa beroperasi dan satu pompa dalam keadaan stand by. Selain itu, perlu dilakukannya suatu perawatan yang rutin sehingga tidak menurunkan performa pompa.


Halaman ini sengaja dikosongkan

Lampiran 1 (diambil dari *fornid.com*)

TYPICAL CHARACTERISTICS				
Characteristics	Test Method	TURALIK 15	TURALIK 41	TURALIK 43
ISO Viscosity Grade		15	22	32
Density at 15 °C, kg/l	ASTM D - 4052	0.8442	0.8680	0.8727
Kinematic Viscosity at 40 °C, cSt	ASTM D - 445	15.20	23.02	32.07
	ASTM D - 445	3.45	4.56	5.48
Viscosity Index	ASTM D - 2270	102	114	109
ASTM Colour	ASTM D - 1500	L 0.5	L 1.0	L 1.0
Flash Point, °C	ASTM D - 92	198	212	219
Pour Point, °C	ASTM D - 5950	-39	-21	-21

TYPICAL CHARACTERISTICS				
Characteristics	Test Method	TURALIK 48	TURALIK 52	TURALIK 69
ISO Viscosity Grade		46	68	100
Density at 15 °C, kg/l	ASTM D - 4052	0.8830	0.8860	0.8910
Kinematic Viscosity at 40 °C, cSt	ASTM D - 445	46.29	68.23	100.40
	ASTM D - 445	7.02	8.74	11.03
Viscosity Index	ASTM D - 2270	106	100	98
ASTM Colour	ASTM D - 1500	L 2.0	2.0	3.5
Flash Point, °C	ASTM D - 92	220	236	240
Pour Point, °C	ASTM D - 5950	-18	-12	-12

Lampiran 2 (diambil dari data PT. PJB UP Brantas)

	SOP LUBRICATION TANK		No. Doc.	:	
	PT. PJB UP BRANTAS		Tgl. Berlaku	:	25- 03- 2009
			No. Revisi	:	03
			Halaman	:	Hal 28 dari 50

- 1.2 Pump A dan B
- * Capacity : 60 liter / m
 - * Output : 1.5 kW
 - * Serial no. : 32561
 - * Pressure : 0.49 MPA
 - * Speed : 1430
 - * Manufacture : 2007-7
 - * Pabrik : KAMINAGA KOGYO Co.Ltd JAPAN



- 1.3 lubrication oil tank
- * Type : STL-1600
 - * Capacity : 1520 liter
 - * Manufactured : 1975-2
 - * Series no. : 3600664
 - * Pabrik : Toshiba



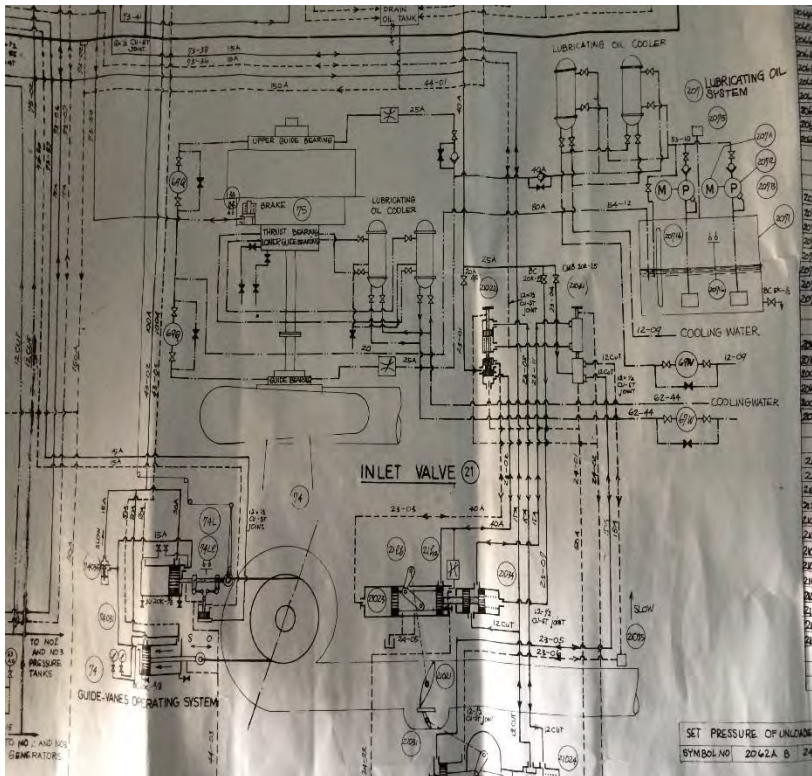
2. FUNGSI

Lubrication Oil Tank merupakan alat bantu unit pembangkit yang terdiri dari 2 unit yakni unit A dan B. Dimana masing-masing dapat dioperasikan secara local maupun auto. Gunanya untuk menampung oli pelumasan yang akan di supply menuju Upper Bearing dan Turbine Bearing untuk melumasi, mengurangi gesekan, melindungi dari korosi, mengalirkan panas, dll.

3. PEMERIKSAAN SEBELUM OPERASI

- Periksa Oli (mengandung air atau tidak)
- Periksa level oil (kalau kurang perlu ditambah)
- Periksa Pompa Oli (panas atau tidak)
- Periksa sambungan pipa-pipa
- Periksa kebocoran pada pompa
- Periksa valve-valve
- Periksa Tekanan Oli (2.5 s.d 3 Kg/Cm2)


















Lampiran 3 (diambil dari data PT. PJB UP Brantas)



Lampiran 4 (diambil dari data PT. PJB UP Brantas)



Lampiran 5 (diambil dari program *Pipe Flow Expert*)

Fittings: Pipe Size 40 mm 1-1/2" Add Selected Item On To Pipe						
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K	
	SB	40 mm	1-1/2"	Standard Bend	0.6300	
	LB	40 mm	1-1/2"	Long Bend	0.3400	
	PB	40 mm	1-1/2"	Pipe Bend	0.2500	
	E45	40 mm	1-1/2"	Elbow 45 deg.	0.3400	
	RB	40 mm	1-1/2"	Return Bend	1.0500	
	MB45	40 mm	1-1/2"	Mitre Bend 45 deg.	0.3200	
	MB90	40 mm	1-1/2"	Mitre Bend 90 deg.	1.2600	
	Gate	40 mm	1-1/2"	Gate Valve	0.1500	
	Globe	40 mm	1-1/2"	Globe Valve	7.1000	
	Angle	40 mm	1-1/2"	Globe Valve Angled	3.1500	
	Plug	40 mm	1-1/2"	Plug Valve Straightway	0.3800	
	Bfly	40 mm	1-1/2"	Butterfly Valve	0.9200	
	BallFB	40 mm	1-1/2"	Ball Valve Full Bore	0.0600	
	BallRB	40 mm	1-1/2"	Ball Valve Reduced Bore	2.0000	
	LiftCh	40 mm	1-1/2"	Lift Check Valve	12.6000	
	AngleCh	40 mm	1-1/2"	Lift Check Valve Angled	1.2000	
	SwCh	40 mm	1-1/2"	Swing Check Valve	2.6000	

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

Lampiran 6 (diambil dari program *Pipe Flow Expert*)


Fittings:

Pipe Size

40 mm

1-1/2"

Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	ChVal	40 mm	1-1/2"	Water Check Valve	9.4000
	Foot	40 mm	1-1/2"	Foot Valve with Strainer	8.8000
	Hinged	40 mm	1-1/2"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.7000
	St	40 mm	1-1/2"	Strainer	1.0000
	TT	40 mm	1-1/2"	Through Tee	0.4200
	BT	40 mm	1-1/2"	Branch Tee	1.2600
	ExitCon	40 mm	1-1/2"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	40 mm	1-1/2"	Open Pipe Exit	1.0000
	EntProj	40 mm	1-1/2"	Pipe Entry Projecting	0.7800
	EntSharp	40 mm	1-1/2"	Pipe Entry Sharp	0.5000

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Lampiran 7 (diambil dari program *Pipe Flow Expert*)

Fittings: Pipe Size 25 mm 1" Add Selected Item On To Pipe

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	25 mm	1"	Standard Bend	0.6900
	LB	25 mm	1"	Long Bend	0.3700
	PB	25 mm	1"	Pipe Bend	0.2800
	E45	25 mm	1"	Elbow 45 deg.	0.3700
	RB	25 mm	1"	Return Bend	1.1500
	MB45	25 mm	1"	Mitre Bend 45 deg.	0.3500
	MB90	25 mm	1"	Mitre Bend 90 deg.	1.3800
	Gate	25 mm	1"	Gate Valve	0.1800
	Globe	25 mm	1"	Globe Valve	7.8000
	Angle	25 mm	1"	Globe Valve Angled	3.4500
	Plug	25 mm	1"	Plug Valve Straightway	0.4100
	Bfly	25 mm	1"	Butterfly Valve	1.1000
	BallFB	25 mm	1"	Ball Valve Full Bore	0.0700
	BallRB	25 mm	1"	Ball Valve Reduced Bore	2.4000
	LiftCh	25 mm	1"	Lift Check Valve	13.8000
	AngleCh	25 mm	1"	Lift Check Valve Angled	1.3000
	SwCh	25 mm	1"	Swing Check Valve	4.1000

Calculate K value











- entrance rounded
- gradual enlargement
- gradual contraction
- sudden enlargement
- sudden contraction
- long pipe bend

Create new fitting

Remove entry






Lampiran 8 (diambil dari program *Pipe Flow Expert*)

Fittings: Pipe Size 25 mm 1" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	CHWaf	25 mm	1"	Wafer Check Valve	14.5000
	Foot	25 mm	1"	Foot Valve with Strainer	9.7000
	Hinged	25 mm	1"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.7000
	St	25 mm	1"	Strainer	0.6000
	TT	25 mm	1"	Through Tee	0.4600
	BT	25 mm	1"	Branch Tee	1.3800
	ExitCon	25 mm	1"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	25 mm	1"	Open Pipe Exit	1.0000
	EntProj	25 mm	1"	Pipe Entry Projecting	0.7800
	EntSharp	25 mm	1"	Pipe Entry Sharp	0.5000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

-  entrance rounded
-  gradual enlargement
-  gradual contraction
-  sudden enlargement
-  sudden contraction

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Pramudita, Daniel Eka. 2014. **“Perhitungan Ulang Instalasi *Condensate Extraction Pump* (CEP) di Blok III PLTGU, PT. PJB Unit Pembangkitan Gresik”**. Surabaya: D3 Teknik Mesin.
- [2] Sularso, Haruo Tahara. 2004. **“Pompa dan Kompresor - Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan”**. Jakarta: Pradnya Paramita.
- [3] Pritchard, Philip J. 2011. **“Fox and McDonald’s Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition**. John Wiley & sons, inc.
- [4] Retno, Wenny. 2014. **“Perhitungan *Boiler Feed Pump* (BFP) pada Instalasi Perpipaan *Feed Water System* di Blok IV PLTU, PT. PJB UP Gresik”**. Surabaya: D3 Teknik Mesin.

BIODATA PENULIS



Penulis tugas akhir ini bernama Fauziah Meutiarani, atau yang lebih akrab dipanggil Tiara. Lahir di Bandung, 6 April 1994. Tugas Akhir ini diselesaikan sebagai syarat untuk memperoleh gelar Ahli Madya di program studi D III Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya. Penulis merupakan anak bungsu dari 2 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK Kusuma, SD Al-Azhar Cilegon, SMP Al-Azhar Cilegon, SMAN 1

Kota Serang. Pada tahun 2012, penulis melanjutkan studinya di jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2112 030 087.

Selama duduk di bangku kuliah, penulis aktif dalam organisasi sebagai Pimpinan Redaksi BSO Pers Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI-ITS periode 2013-2014 dan menjadi Sekretaris 2 Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI-ITS Periode 2014-2015 serta aktif dalam beberapa pelatihan dan kepanitiaan pada LKMM Pra-TD, LKMM TD, Pelatihan Jurnalistik Tingkat Dasar, Pelatihan Karya Tulis Ilmiah, dan lain-lain. Selama masa perkuliahan, penulis diberi kesempatan untuk melaksanakan Kerja Praktek di JOB Petrochina-Pertamina East Java. Untuk informasi lebih lengkapnya dapat menghubungi email : fmeutiarani@yahoo.com